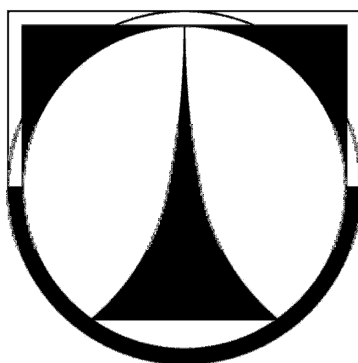


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



DIPLOMOVÁ PRÁCE

2010

Miroslav Košťál

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

Studijní program: M2301 - Strojní inženýrství

Studijní obor: 3901T003 - Aplikovaná mechanika

Zaměření: Inženýrská mechanika

Experimentální náprava robotizovaného podvozku

Experimental robotic chassis axle

Diplomová práce

Autor: **Miroslav Košťál**

Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Šír, Csc.

Rozsah práce:

Počet stran:	62
Počet obrázků:	34
Počet tabulek:	12
Počet grafů:	21
Počet příloh:	11

V Liberci 4. ledna 2010

Anotace

Diplomová práce se zabývá konstrukcí a realizací výroby experimentální nápravy robotizovaného podvozku se třemi stupni volnosti, z nichž dva jsou řízeny samostatnými elektromotory, a návrhem měřicího stendu pro simulaci jízdy nápravy robotizovaného podvozku po zvlněném povrchu. Informace získané z měřicího stendu jsou využity k verifikaci simulačního modelu zařízení, který byl navržen v programovém prostředí M.S.C. ADAMS a bude sloužit k dalšímu vývoji robotizovaného podvozku.

Annotation

This Master Thesis addresses designing and manufacturing an experimental axle tree of an automated chassis. The axle tree has three degrees of freedom, of which two are controlled by independent electric motors. The Thesis also comprises designing a measuring stand for simulating movement of the automated chassis axle tree over a wavy surface. The data gathered from the measuring stand is used to verify the simulation model of the device that was developed in the M.S.C. ADAMS software environment and will be used in research and design of the automated chassis.

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé DP a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé diplomové práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce.

Datum

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi s vypracováním diplomové práce pomohli a rodičům kteří mě po celou dobu studia podporovali.

Zejména bych chtěl poděkovat svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Šírovi, CSc. a kolegům z Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti, kteří mi poskytli svůj cenný čas, odborný dohled a mnohé cenné rady.

OBSAH

1	Úvod	9
1.1	Koncepce robotizovaného podvozku.....	9
1.2	Adaptace stávajícího provedení na experimentální	12
2	Výrobní dokumentace a realizace výroby experimentální nápravy	13
2.1	Experimentální náprava	13
2.1.1	Klec.....	14
2.1.2	Pohon pro vyrovnávání terénu - šneková převodovka	14
2.1.3	Rameno	15
2.1.4	Použité pružiny	17
2.1.5	Spojení ramena s klecí.....	18
2.1.6	Sestava pojezdového kola.....	19
3	Konstrukční návrh měřicího stendu	21
3.1	Rám stendu	22
3.2	Excentr	22
3.3	Měření úhlové polohy excentru	22
3.4	Vložený člen a měření náklonu vloženého členu	23
4	Elektromotory a elektronické řízení pohonů	25
4.1	Motory MAXON z řady EC a EC-MAX.....	25
4.1.1	Planetové převodovky	26
4.1.2	Enkodéry - inkrementální snímače	26
4.2	Pohonná jednotka pojezdu	26
4.3	Pohonná jednotka vyrovnávání terénu.....	27
4.4	Řídící jednotky EPOS.....	27
4.4.1	Operační módy jednotek Epos.....	28
4.4.2	Zapojení řídicích jednotek EPOS	29
4.5	Ovládací software a měření polohy členů měřicího stendu.....	31
5	Identifikace tlumiče ACE 15-25.....	32
5.1	Měření tlumiče kmitů.....	33
5.1.1	Elektropulzní zatěžování tlumiče	33
5.1.2	Parametry pro měření	34
5.1.3	Statická charakteristika tlumiče.....	35

5.1.4	Zdvihová charakteristika tlumiče	35
5.1.5	Rychlostní charakteristika tlumiče	36
5.2	Vyhodnocení měření tlumiče ACE 15 25	37
6	Simulace v M.S.C. ADAMS View.....	38
6.1	Programové prostředí ADAMS	38
6.1.1	Struktura vytváření modelů VMS.....	38
6.1.2	Prvky systému ADAMS/View	39
6.1.3	Simulace a vyhodnocení	40
6.2	Simulační model měřicího stendu a experimentální nápravy v systému ADAMS	41
6.2.1	Příprava simulačního modelu v Pro/Engineeru	41
6.2.2	Výpočet hmotových charakteristik v Pro/Engineeru.....	42
6.2.3	Složení podsestav včetně jejich hmotových charakteristik	43
6.2.4	Definování kinematických vazeb v ADAMS	47
7	Verifikace simulačního modelu	48
7.1	Verifikace tlumiče ACE 15-25	49
7.2	Experimenty provedené na simulačním modelu.....	51
7.2.1	Nalezení stavu statické rovnováhy simulačního modelu stendu s experimentální nápravou.....	51
7.2.2	Úhlová poloha excentru.....	52
7.2.3	Nastavení kontaktní vazby mezi pojezdovým kolem a pláštěm excentru	52
7.2.4	Vliv průměru excentru na výsledky simulace	52
7.2.5	Pasivní odpory	54
7.3	Simulace jízdy při zapnutém pohonu vyrovnávání terénu.....	54
8	Doporučení pro tvorbu simulačního modelu robotizovaného podvozku	59
9	Závěr	60
10	Seznam použité literatury	61
11	Seznam příloh.....	62

1 Úvod

Tato diplomová práce vznikla v rámci výzkumného záměru *Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem*. Zabývá se experimentální nápravou robotizovaného podvozku. Výsledky práce budou sloužit při vývoji vozíku pro sociálně zdravotní aplikace, s cílem vyrobit zařízení, které umožní pohyb handicapovaných lidí v obtížném terénu. Konstrukční návrh experimentální nápravy robotizovaného podvozku vychází z diplomové práce J. Korfa [1]. Předkládaná diplomová práce se zaměřuje na konstrukční adaptaci návrhu stávajícího provedení podvozkové nohy, vypracování kompletní výrobní dokumentace a realizaci výroby, zakomponování sestavy do navrženého zkušebního rámu - stendu, který umožňuje simulovat jízdu nápravy po zvlněném povrchu s cílem ověřit schopnost řídicího systému reagovat na poruchové veličiny generované jízdou po nerovné ploše. Naměřené závislosti jsou využity k verifikaci simulačního modelu experimentální nápravy v prostředí M.S.C. ADAMS [2,3].

Součástí práce je i identifikace hydraulického tlumiče, který sestava obsahuje, protože nejsou známy jeho parametry nutné pro vložení do výpočtového modelu. V budoucnu by měl být simulační model využit mimo jiné k hledání nastavení regulátorů pro ovládání a stabilizaci robotizovaného podvozku.

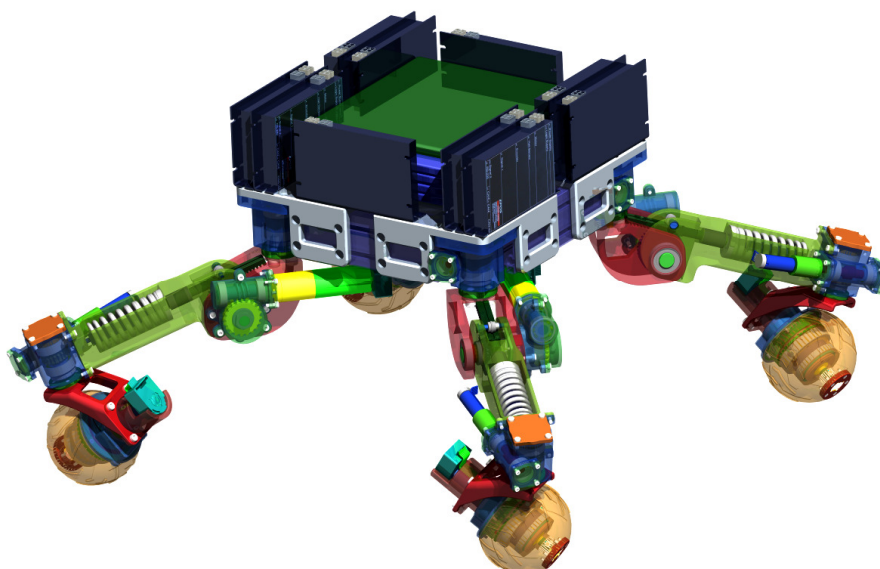
1.1 Koncepce robotizovaného podvozku

Protože v současné době není mezi invalidními vozíky na trhu takové zařízení, které by umožňovalo pohyb handicapovaných osob jak v terénu, tak v urbanizovaném prostředí bez pomoci dalších osob, je robotizovaný podvozek navržen tak, aby byla při pohybu zachována stabilizovaná poloha sedačky a zároveň podvozek byl schopen alespoň těchto manévřů:

- jízda v přímém i proměnném směru po rovném i zvlněném terénu;
- změna světélky výšky podvozku;
- průjezd úzkým profilem bez ztráty stability;
- překonání překážky překročením;
- pohyb po schodištích různých parametrů.

V diplomové práci [1] byla zvolena konfigurace se čtyřmi podvozkovými nohami, z nichž každá je opatřena kolem viz **Obr. 1**. Kolo má kulovitý tvar, protože takové kolo zajišťuje dobrý kontakt s pojezdovou plochou i při větším odklonu osy rotace od tečné roviny pojezdové plochy.

Hlavní funkcí budoucího podvozku je, že nohy podvozkových náprav při jízdě terénem kopírují profil terénu tak, aby rám zůstával ve vodorovné poloze. Pružina instalovaná společně s tlumičem má obstarat tlumení malých nerovností, například v podobě kamínků a nerovností, na které pohon vyrovnávání terénu nedokáže včas zareagovat.

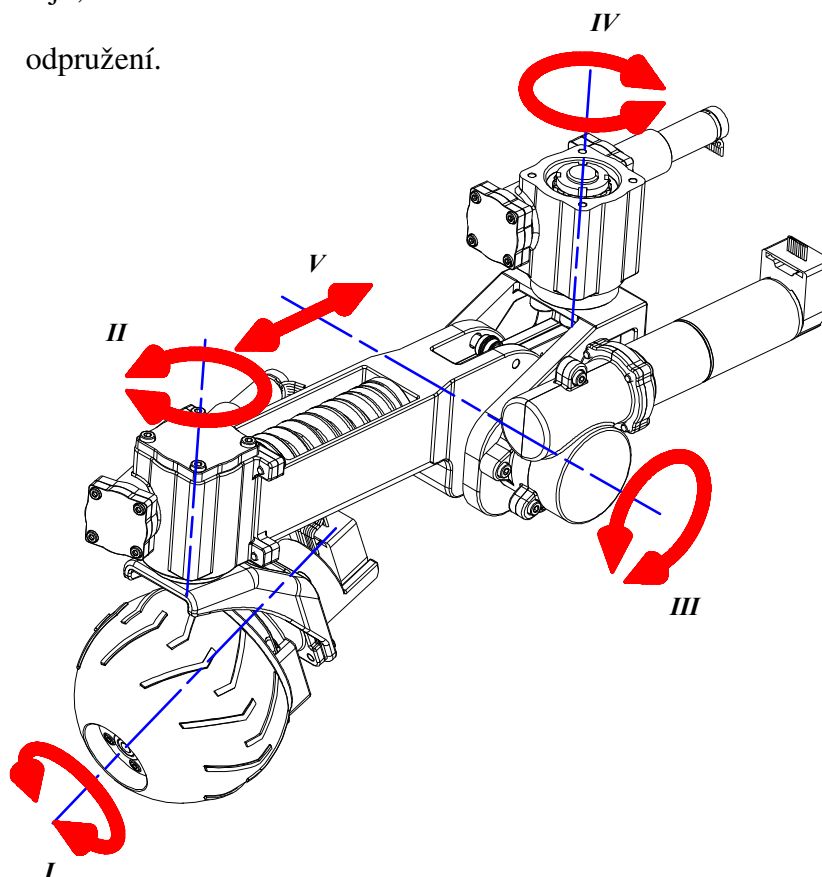


Obr. 1: Koncepce budoucího robotizovaného podvozku podle [1]

Každá podvozková noha původního návrhu má pět stupňů volnosti, z nichž čtyři jsou ovládány samostatnými pohony. Jako pohonné jednotky byly zvoleny elektromotory. Protože se předpokládá, že vozidlo bude využíváno i v uzavřených prostorách, nebude možné použití spalovacího motoru. Přednost před hydraulickými pohony dostaly elektromotory z důvodu snazšího řízení a připojení k počítači nebo elektronické řídicí jednotce. Pátý stupeň volnosti je pak ovládán pružinou kombinovanou s tlumičem, instalovanou za účelem tlumení menších nerovností a rázů.

Stupně volnosti jsou vyznačené na **Obr. 2**. Jsou to:

- I.* rotace kola;
- II.* pivotace;
- III.* vyrovnávání terénu;
- IV.* rejd;
- V.* odpružení.



Obr. 2: Stupně volnosti původního konstrukčního řešení podle [1]

Rotací kola (*I. stupeň volnosti*) se uvádí celé vozidlo do pohybu. Změnou úhlu pivotace (*II. st. volnosti*) se dosahuje změny směru jízdy. Stupeň volnosti na **Obr.2** vyznačený jako vyrovnávání terénu (*III.*) je úhel, který umožňuje vyrovnávání nerovností terénu a změnu světlé výšky podvozku. Stupeň volnosti označený jako rejd (*IV.*) slouží ke změně rozvoru a rozchodu kol a bude také využíván při překonávání překážek. Stupeň volnosti *V.* je posuv, který vymezuje pružina s paralelně uloženým tlumičem.

Parametry konstrukčního návrhu podle [1] jsou uvedeny v následující tabulce. Rozvor a rozchod jsou vzhledem k pohybovým možnostem podvozku značně variabilní, proto jsou rozměry v tabulce uvedené v mezních polohách.

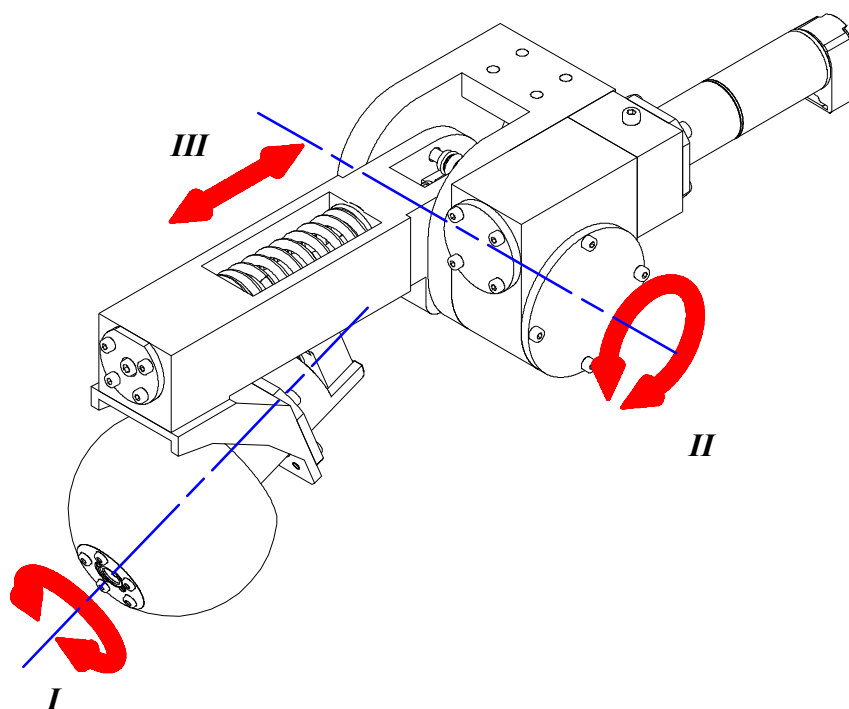
Tab. 1: Parametry modelu

Parametry modelu	
max. rychlost	8 km/h
pohotovostní hmotnost	20 kg
celková hmotnost	30 kg
rozvor	(100 - 500 mm)
rozchod	(200 - 600 mm)

1.2 Adaptace stávajícího provedení na experimentální

Model, na kterém bude probíhat experiment, je oproti původnímu návrhu upraven. Experimentální náprava má méně stupňů volnosti, odebrány byly rejdy a pivotace. Náprava je tak konstrukčně zjednodušená, přičemž zachovány zůstaly tyto stupně volnosti (viz **Obr. 3**):

- I.* rotace kola;
- II.* vyrovnávání terénu;
- III.* odpružení.



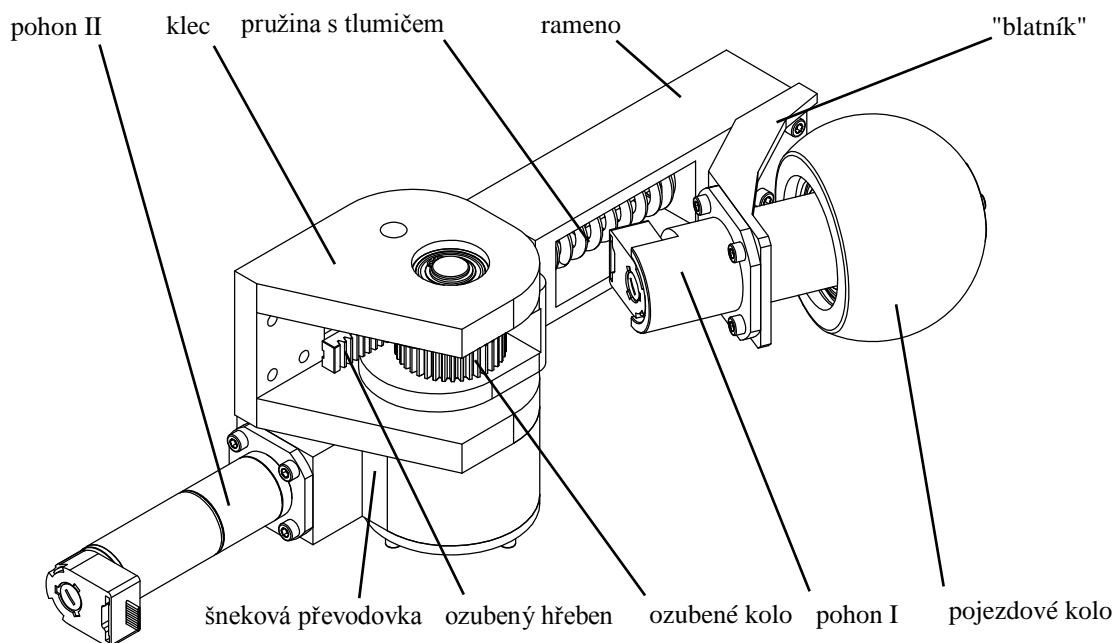
Obr. 3: Stupně volnosti experimentální nápravy

2 Výrobní dokumentace a realizace výroby experimentální nápravy

Kompletní výrobní dokumentace je vytvořena na základě návrhu 3D modelu v softwarovém prostředí Pro/Engineer. Model byl navržen tak, aby se i ve zjednodušené verzi co nejvíce přibližoval původnímu návrhu a jeho výroba byla možná s co nejmenšími problémy a náklady. Výroba a montáž zařízení probíhala ve VÚTS Liberec. To znamenalo zjistit výrobní možnosti podniku a stanovit, jak bude výroba konkrétních dílů probíhat. V úvahu připadaly technologie soustružení rotačních dílů, frézování a pálení obvodu tvarově složitějších dílů drátovým řezáním. Výroba odlitků byla vyloučena, protože by znamenala drahou výrobu forem. Pro zjednodušení je adaptovaný model zbaven složitých zaoblených přechodů povrchu. Většina dílů je z důvodů dosažení co nejnižší váhy vyrobena z duralu, jen u součástí, kde je předpokládáno vyšší mechanické namáhání, je jako materiál zvolena ocel. Sestava je doplněna o normalizované a nakupované díly jako jsou ložiska, šrouby, pojistné kroužky, pera, matice, podložky, lineární vedení, pryžové spojky, tlumič kmitů či válcovou pružinu.

2.1 Experimentální náprava

Pro snadnější orientaci v názvosloví podsestav a dílů, ze kterých se experimentální náprava skládá jsou v **Obr. 4** uvedeny názvy jednotlivých stavebních prvků tak, jak budou dále používány.



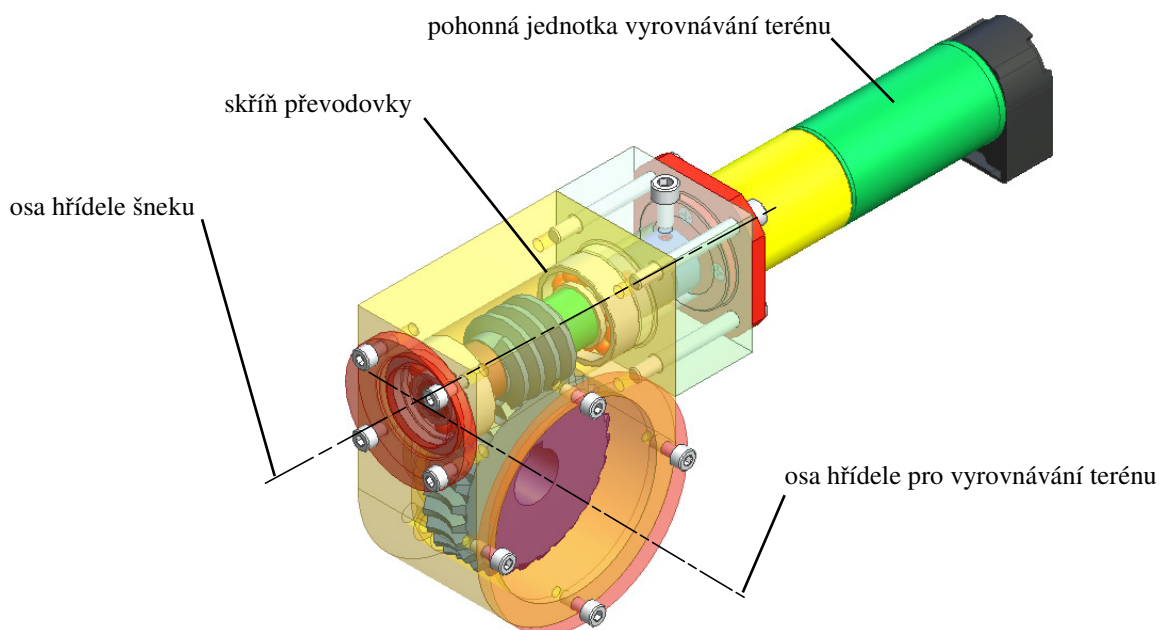
Obr. 4: Názvosloví podsestav a dílů experimentální nápravy

2.1.1 Klec

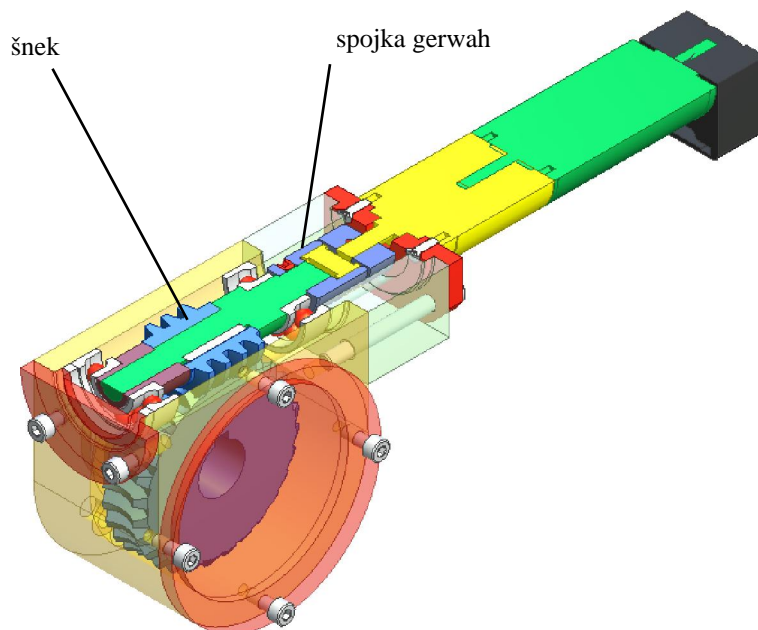
Klec je základní díl experimentální nápravy, který tvoří uložení hřídele pro vyrovnávání terénu a ramena. Ke kleci jsou připojeny jednotlivé podsestavy a je s ní spojen vložený člen, který v experimentálním standu představuje rám podvozku.

2.1.2 Pohon pro vyrovnávání terénu - šneková převodovka

Šnekový převod je realizován nakoupeným standardizovaným soukolím od firmy Framo-Morat (www.framo-morat.com) s převodovým poměrem $i=28$ a osovou vzdáleností $A=40\text{ mm}$ (viz *Příloha číslo 1*). Pro vybrané šnekové soukolí je navržena skříň vyfrézovaná z duralu, která je připojena šrouby ke kleci. Šnekové kolo je spojeno perem s hřídelí pro vyrovnávání terénu. Hřídel šneku je uložena ve valivých ložiscích s kosoúhlým stykem. Kroutící moment z pohonné jednotky se přenáší spojkou Gerwah (www.gerwah.com) s pružným pryžovým členem. Tato spojka umožňuje kompenzovat odchylku axiální a radiální polohy a úhlové vyosení polohy spojovaných hřídelí. Parametry spojky jsou uvedeny v *Příloze číslo 2*. Šnek je s hřídelí taktéž spojen perem. Skříň převodovky je zakryta víčky, které chrání soukolí před vnikem nečistot. Použitá pohonná jednotka je specifikována v kapitole 4. *Elektromotory a elektronické řízení pohonů*.



Obr. 5: Šneková převodovka – pohon pro vyrovnávání terénu

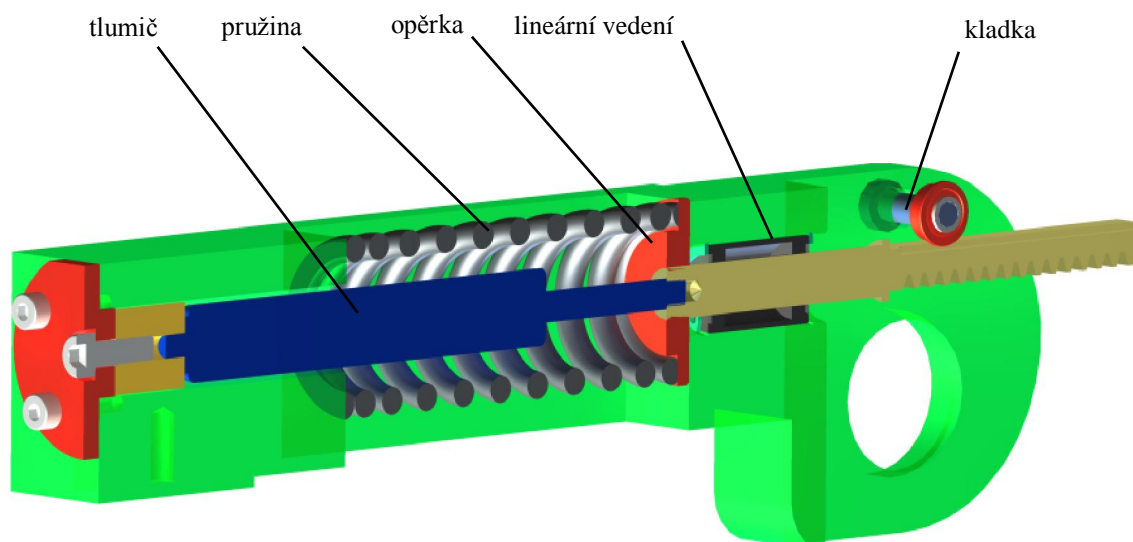


Obr.6: Řez šnekovou převodovkou

2.1.3 Rameno

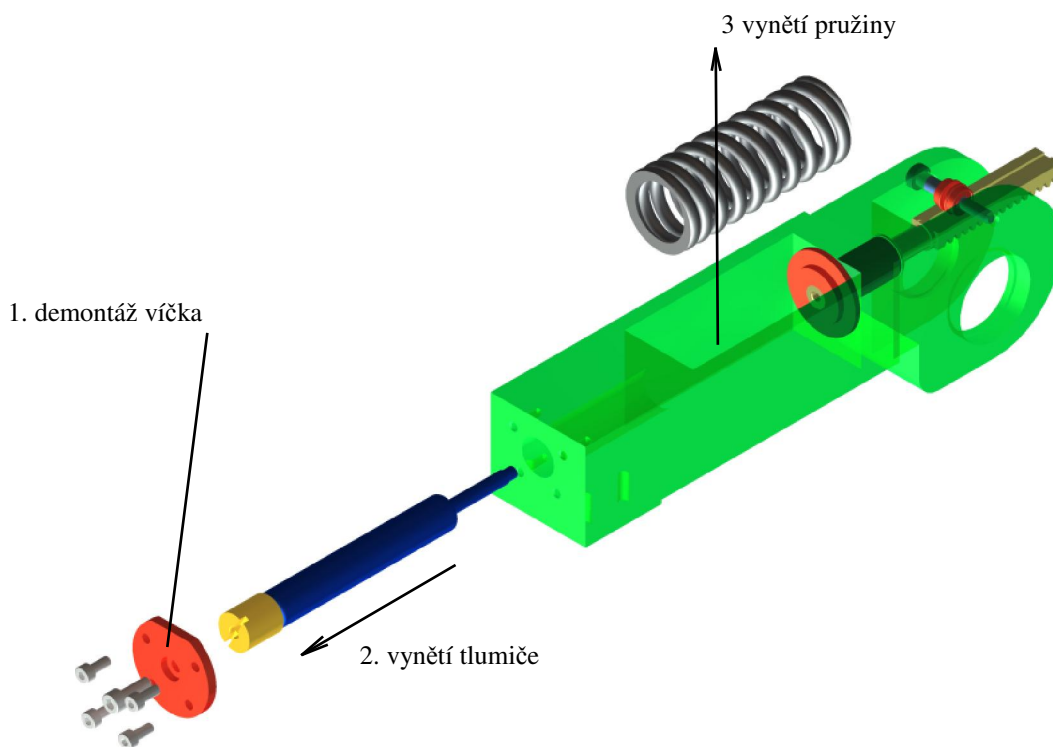
Další částí experimentální nápravy je rameno, viz **Obr. 7**, v jehož tělese je instalována pružící a tlumící jednotka tvořená šroubovitou tlačnou válcovou pružinou a paralelně připojeným hydraulickým tlumičem ACE 15-25 (viz *Příloha číslo 3*). Systémem vyrovnávání terénu se nastavuje předpětí pružiny pomocí opěrky spojené s ozubeným hřebenem, který je v záběru s ozubeným kolem na hřídeli pro vyrovnávání terénu. Ozubený hřeben má válcovou stopku, vedenou v tělese ramena nalisovaným lineárním vedením SKF LBBR 10. Pro zachování záběru mezi ozubeným kolem a hřebenem je tečná poloha hřebene pojištěna pomocí kladky tvořené dvojicí ložisek SKF W628/5-2ZR (viz [4]), která zachycuje radiální sílu v ozubení.

Pružina s tlumičem představuje třetí stupeň volnosti experimentální nápravy. Během simulace jízdy experimentální nápravy po zvlněném povrchu mohou nastat dvě situace odpružení. Kroutící moment z pohonné jednotky vyrovnávání terénu může být přenášen na ozubené kolo, které je v záběru s hřebenem a ten, vyvoláním obvodové síly v ozubení, stlačuje pružinu a naklápí rameno experimentální nápravy. Nebo v opačném případě se ozubené kolo neotáčí (čehož je dosaženo samosvorností šnekové převodovky), hřeben se odvaluje po ozubeném kole a pružina je také stlačována pohybem hřebene v lineárním vedení.



Obr. 7: Řez ramenem – znázornění uložení hřebene v lineárním vedení

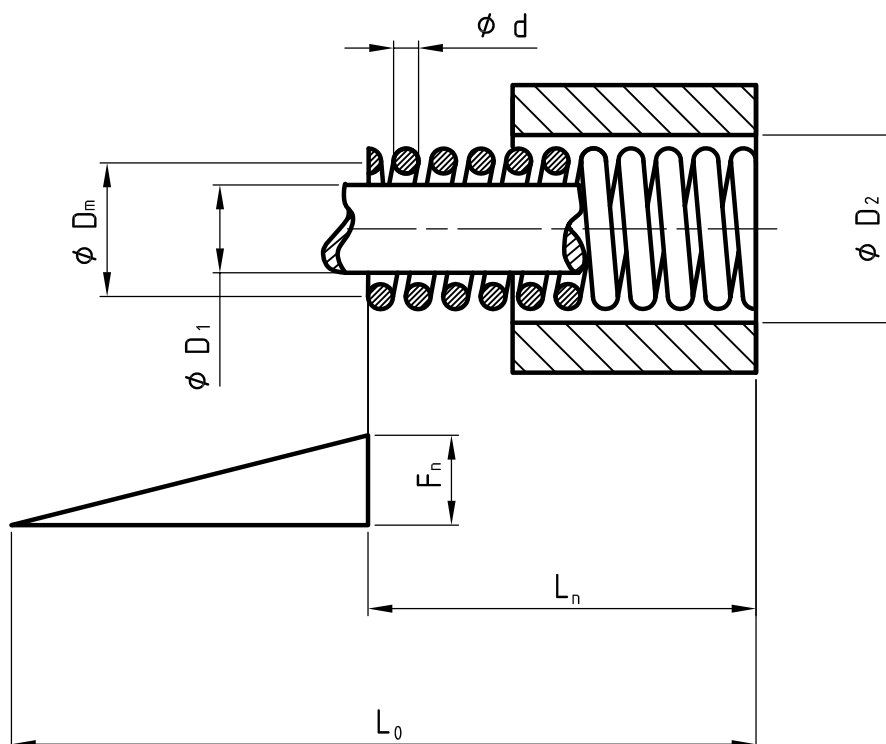
Aby se daly při experimentech měnit parametry pružení a tlumení nápravy, je zajištěna možnost operativní výměny pružiny a tlumiče. Tlumič lze vyjmout po odejmutí víčka na čelní straně ramena a jeho následném vyšroubování z hřebene. Následně lze z ramena demontovat i pružinu, viz **Obr. 8**.



Obr. 8: Vyjímání tlumiče a pružiny z ramene

2.1.4 Použité pružiny

V experimentální nápravě jsou použity šroubovitě tlačné válcové pružiny, vyrobené z pružinové oceli, dodávané firmou Alcomex (www.alcomex.cz). Pro simulaci jízdy byly vybrány dvě pružiny z katalogu této firmy a to s označením **D 3400** a **D 3600**, viz **Obr. 9**, s parametry podle **Tab. 2**.



Obr. 9: Rozměry a montážní prostor pružiny

d - průměr drátu
 D_m - střední průměr vinutí pružiny
 L_0 - délka pružiny v nezátíženém stavu
 L_n - přípustné stlačení
 F_n - síla vyvinutá pružinou

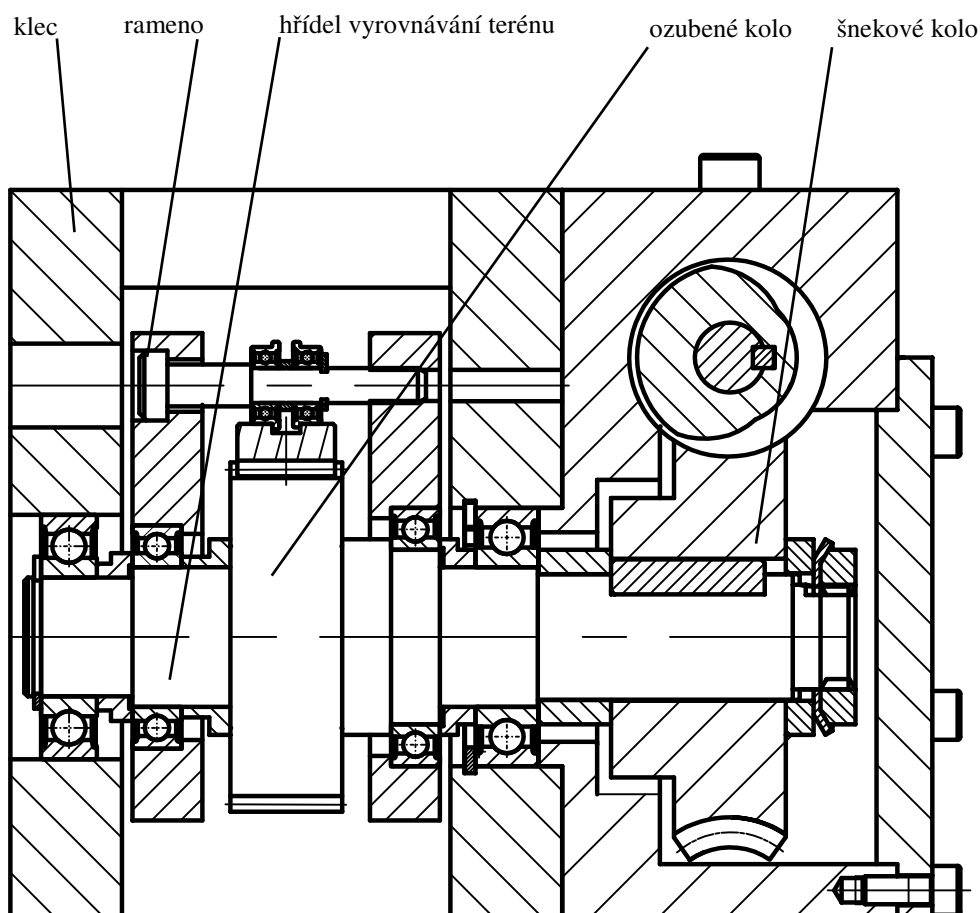
Tab.2: parametry použitých pružin (kde c značí tuhost pružiny)

pružina	$\varnothing d$ [mm]	$\varnothing D_m$ [mm]	$\varnothing L_0$ [mm]	L_n [mm]	F_n [N]	c [N/mm]	$\varnothing D_1$ [mm]	$\varnothing D_2$ [mm]
D 3400	3,2	25	94,5	37,1	461	8,02	21,2	28,9
D 3600	4	25	89,5	46	852	19,61	20,3	29,7

2.1.5 Spojení ramena s klecí

Rameno je v kleci uloženo na hřídeli pro vyrovnávání terénu, která je taktéž hřídelí ozubeného kola a šnekového kola, viz **Obr 10**. Hřídel proto musí být uložena celkem na čtyřech ložiscích. Hřídel je odstupňovaná podle průměrů připojených ozubených kol a velikostí vybraných ložisek. Kroutící moment je ze šnekového kola na hřídel přenášen perem a z hřídele na ozubené kolo rovnobokým drážkováním. Vymezení axiálních vůlí mezi ložisky je dosaženo dosednutím distančních kroužků na ložiska po dotažení KM matice s MB podložkou. Pojištění na straně šnekového kola je provedeno pojistnými kroužky.

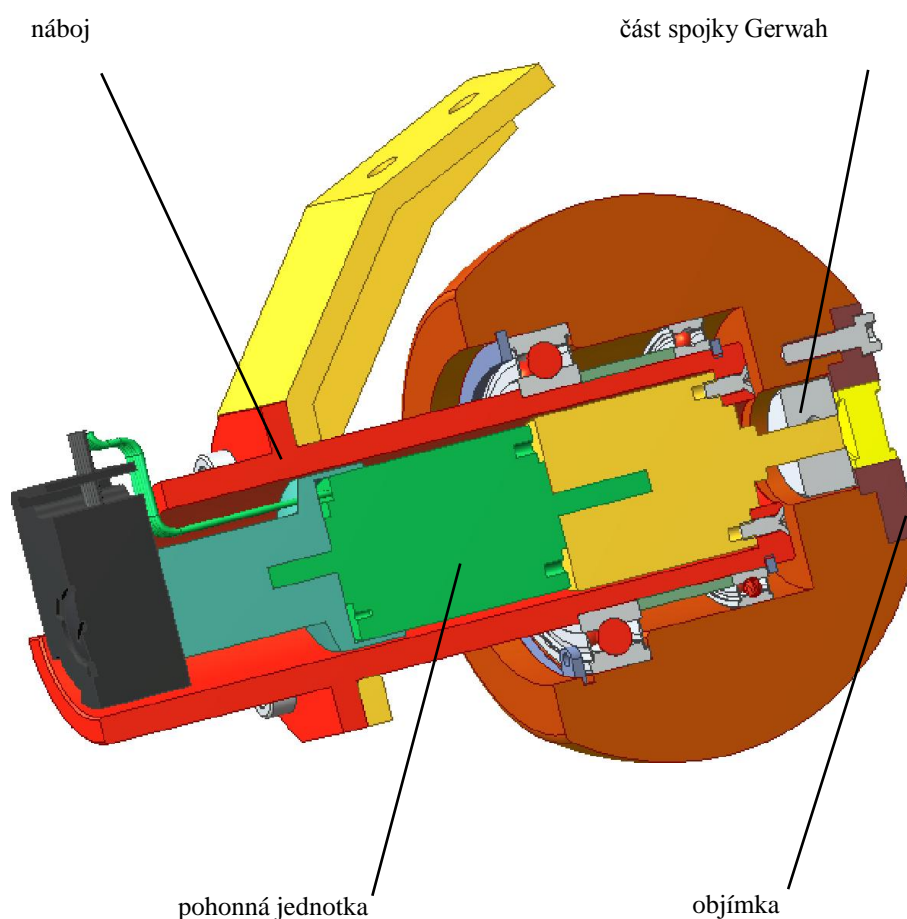
Na smontovaném zařízení experimentální nápravy byly shledány nežádoucí vůle, projevující se částečnou volností během naklápění ramena. Tato skutečnost je pravděpodobně způsobena existencí montážních vůlí mezi hřebenem a ozubeným kolem, nebo v ozubení šnekového soukolí, případně kombinací obojího. Nalezené vůle by bylo vhodné odstranit.



Obr 10: Řez uložením hřídele pro vyrovnávání terénu

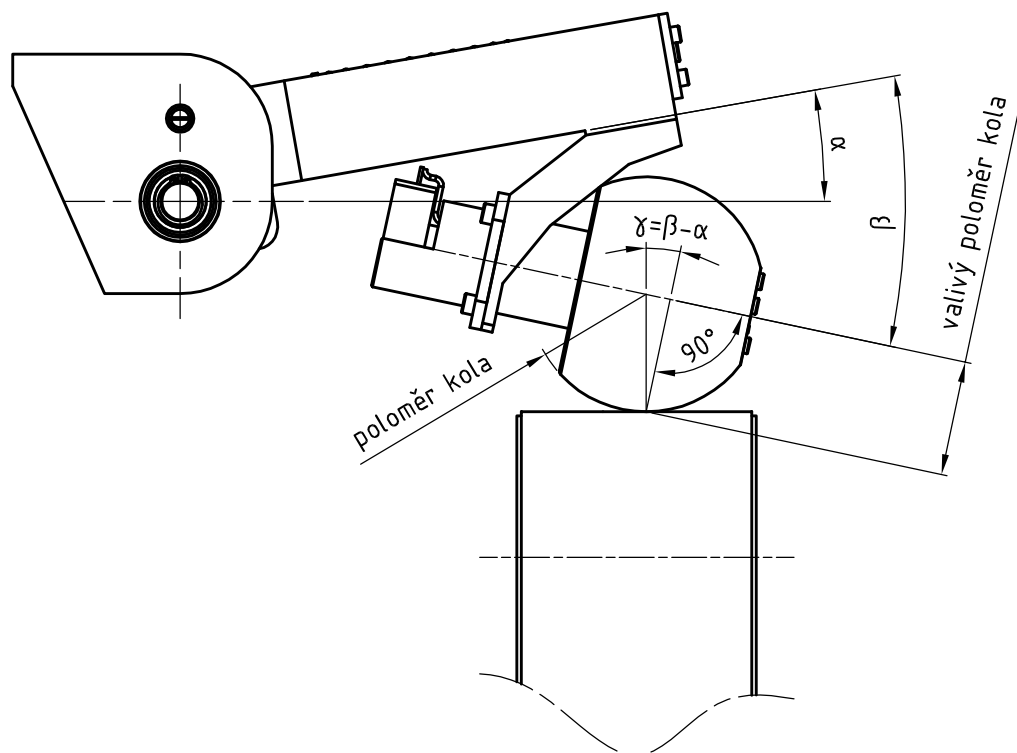
2.1.6 Sestava pojzdového kola

K ramenu nápravy je šrouby připojena sestava kola, viz **Obr. 11**, pomocí dílu nazvaného blatník. Blatník je spojen s nábojem, ve kterém je vsunuta jednotka pro pohon pojezdu kola kulovitého tvaru (pohon *I.*). Kolo je vysoustruženo z polyamidu. Oproti původnímu návrhu [1] byla vypuštěna mechanická brzda, která v tomto modelu není potřeba. Kroutící moment z pohonné jednotky tvořené motorem a planetovým převodem je na kolo přenášen využitím spojky Gerwah. Ze spojky je použita pouze její část a ta je zalícovaná do otvoru objímky vsazené do čela kola a zajištěné šrouby. Kolo je uloženo na dvojici ložisek a proti axiálnímu posunutí je zajištěno pojistným kroužkem. Pohonná jednotka pojezdu je podrobně specifikována v kapitole 4.2 *Pohonná jednotka pojezdu*.



Obr. 11: Řez sestavou pojzdového kola – detail uložení kola a připojení poloviny spojky Gerwah přenášející kroutící moment z pohonné jednotky na kolo

Valivý poloměr kola závisí na odklonu ramene nápravy od tečné roviny pojezdové plochy, viz **Obr. 12**. Příslušnou závislost znázorňuje **Graf 1**.



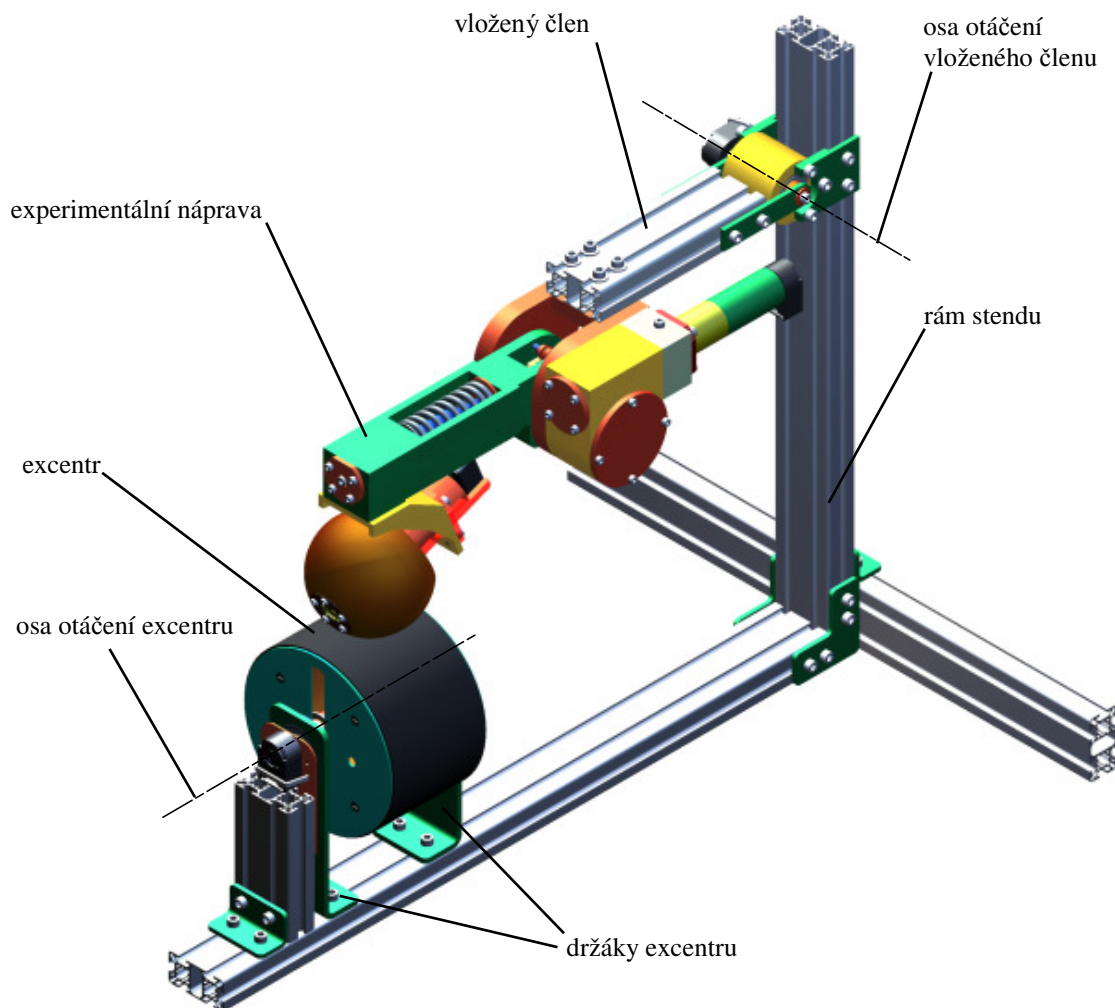
Obr. 12: Schématické znázornění valivého poloměru kola s vyznačením úhlu odklonu ramena nápravy α



Graf 1: Závislost valivého poloměru kola na úhlu odklonu ramena nápravy α

3 Konstrukční návrh měřicího stendu

Měřicím stendem je nazýváno zařízení, které slouží k simulaci jízdy experimentální nápravy po zvlněném povrchu. **Obr. 13** zobrazuje měřicí stend včetně experimentální nápravy.



Obr. 13: Sestava experimentálního stendu

Rám stendu je sestaven z hliníkových profilů. K rámu stendu je otočně připojen vložený člen, který je dále spojen šrouby s klecí experimentální nápravy. Tento vložený člen představuje rám podvozku. Zvlněný povrch pojezdové plochy je simulován pomocí excentricky se otáčejícího válce, který uvádí do pohybu pojezdové kolo. Tento díl sestavy bude dále nazýván excentrem. Během simulace jízdy po zvlněném povrchu dochází k vychylování ramena experimentální nápravy a vloženého členu.

Různých parametrů modelu experimentální nápravy je možno dosáhnout již zmíněnou výměnou pružiny, nastavením velikosti tlumicí síly vyvozené tlumičem a změnou excentricity excentru. Při simulaci jízdy podvozku po zvlněném povrchu bude měřena poloha excentru a úhel náklonu vloženého členu v ose jeho rotace a to v situacích, kdy je řízení naklápění ramene využitím pohonné jednotky vyrovnávání terénu buď vypnuto nebo zapnuto. Hodnoty naměřené úhlové polohy excentru a vloženého členu v závislosti na nastavení parametrů zkušebního stendu poslouží k verifikaci simulačního modelu vytvořeného v M.S.C. Adams.

3.1 Rám stendu

Rám stendu je sestaven ze stavebnicových hliníkových profilů. Výhodu je jejich nízká váha, flexibilita nastavení a jednoduchá instalace dodatečných komponent, které je možné na konstrukci upevnit pomocí matic vsouvaných do drážek profilu a šroubů. Díky konstrukci z těchto profilů se může jednoduše změnit výšková pozice uložení vloženého členu, například při použití jiného průměru excentru.

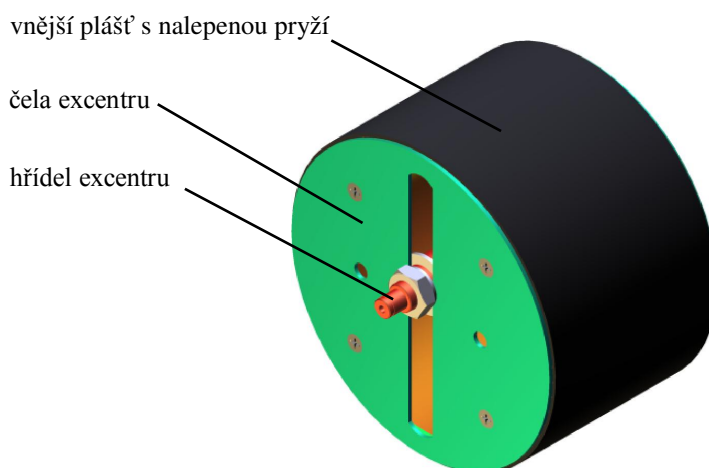
Konstrukci lze jednoduše a rychle rozebrat. Profily jsou vyráběny firmou Maytec (www.maytec.de). Použito je rozměru 30x60 mm - 6F LP v příslušných délkách, viz *Příloha číslo 4*.

3.2 Excentr

Vnější plášť excentru (znázorněného na **Obr. 14**) je vytvořen z části PVC odpadní trubky DN 160 - 3,2 o vnějším průměru 160 mm a tloušťce stěny 3,2 mm. Čela excentru jsou vyříznuta z duralového plechu. Ve vodících drážkách v čelech excentru je vsazena hřídel, jejíž vzdálenost od osy vnějšího pláště je stavitelná a tím je realizováno nastavování velikosti excentricity. Excentricitu e lze nastavit v rozsahu 0 až 60 mm. Hřídel se otáčí ve dvojici ložisek v držácích, které jsou upevněny do drážek hliníkového profilu rámu. Hladký povrch PVC trubky v kontaktu s polyamidovým pojezdovým kolem nevykazoval dostatečně velký koeficient tření. Na trubku proto byla nalepena pryž, která tento nedostatek v dostatečné míře odstraňuje.

3.3 Měření úhlové polohy excentru

V ose hřídele excentru je připevněn enkodér HEDL 5540 (popsán v kapitole 4.1.2 *Enkodéry - inkrementální snímače*), kterým je snímána úhlová poloha hřídele excentru.

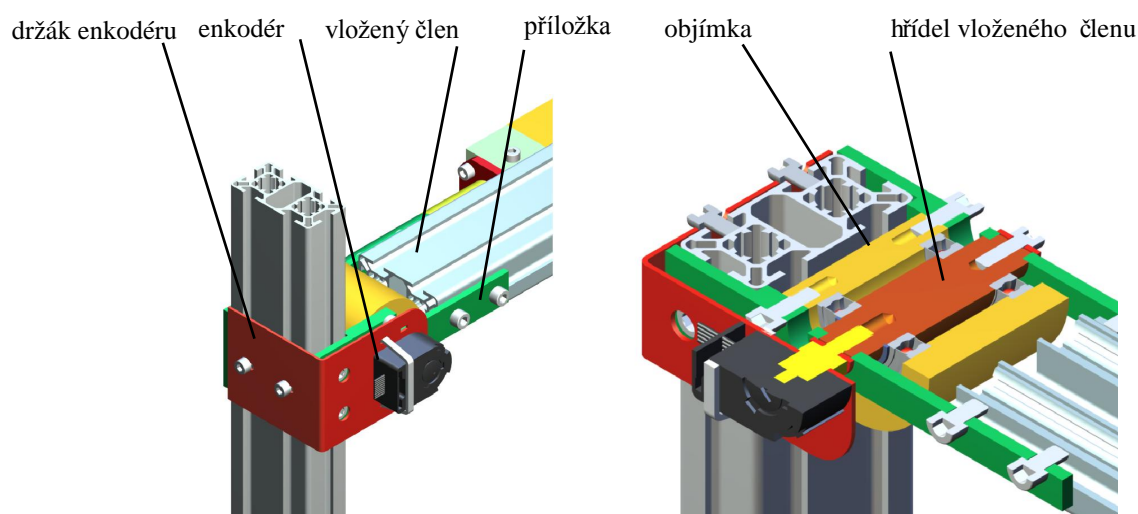


Obr. 14: Sestava excentru s nalepenou gumou pro zvýšení třecího koeficientu válcové plochy

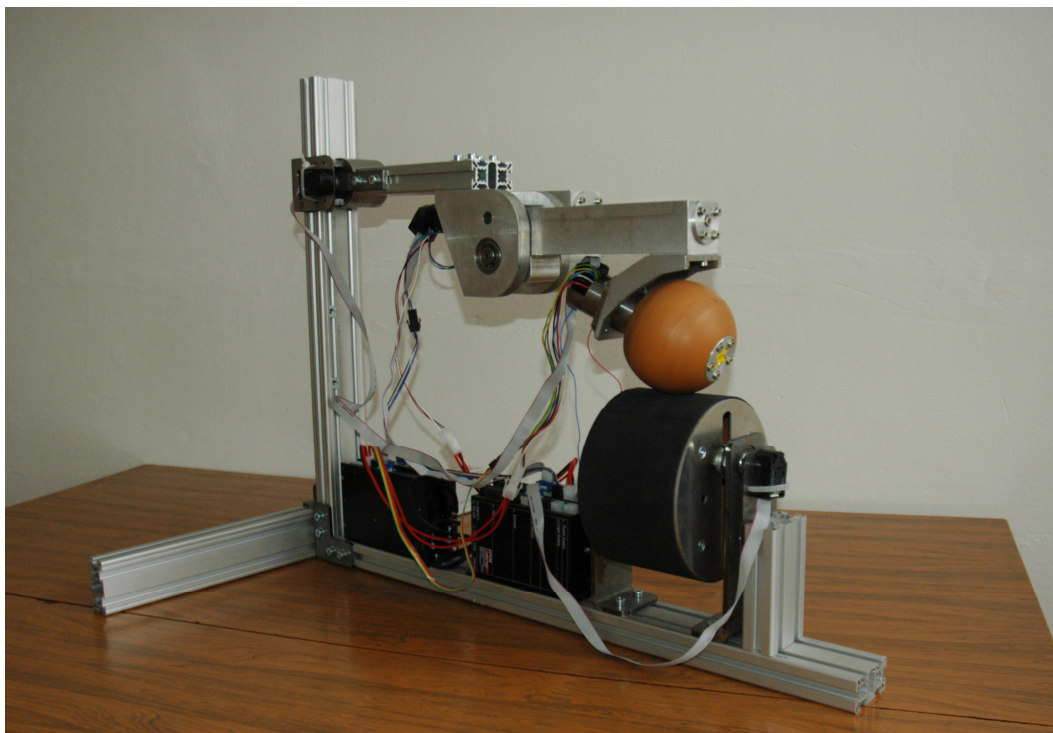
3.4 Vložený člen a měření náklonu vloženého členu

Vložený člen reprezentuje v měřicím stendu rám vozidla. Pomocí přílohek z ocelového plechu je k němu připojena hřídel. Tato hřídel je uložena na dvojici ložisek nalisovaných v objímce, jež je upevněna v drážkách svislého hliníkového profilu rámu měřicího stendu. Na opačném konci je k vloženému členu přišroubována klec experimentální nápravy.

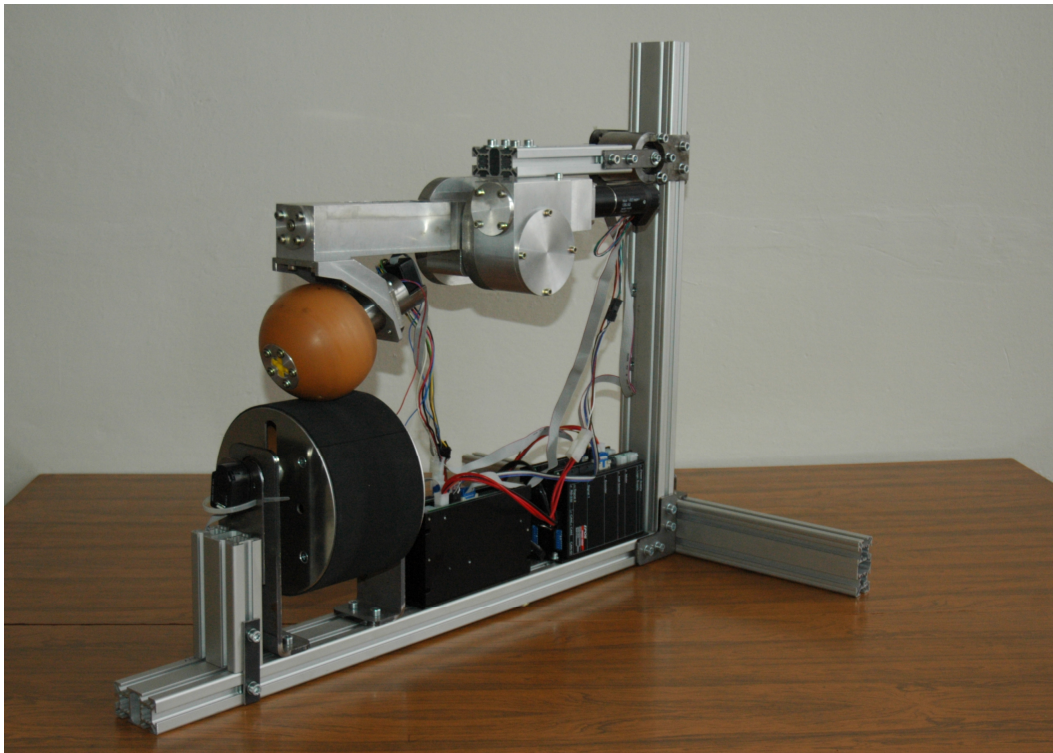
Pro vyhodnocení experimentu je třeba odečítat velikost úhlu natočení vloženého členu velmi přesně. Proto je v místě jeho otáčení připevněn enkodér HEDL 5540, který slouží k odměřování úhlu náklonu. Čidlo je spojeno s hřídelí vloženého členu a jeho plášť je pevně uchycen v rámu měřicího stendu, viz **Obr. 15**.



Obr. 15: Připojení čidla pro snímání úhlu náklonu vloženého členu a řez jeho uložením.



Obr. 16: Fotografie měřícího stendu s připojenou experimentální nápravou, v dolní části rámu jsou připojeny řídicí jednotky EPOS



Obr. 17: Pohled z druhé strany, kde je viditelná šneková převodovka s pohonnou jednotkou vyrovnávání terénu

4 Elektromotory a elektronické řízení pohonů

Pro pohon modelu experimentálního zařízení byly zvoleny elektromotory firmy Maxon (www.maxomotor.com), které jsou dodávány společně s planetovou převodovkou a popřípadě elektromagnetickou brzdou (která brzdí ve stavu kdy není do systému dodáván elektrický proud, tedy se v klidovém stavu chová jako pojistná brzda) a enkodérem, který slouží ke snímání otáček, resp. polohy rotoru motoru. Každý motor je připojen k řídicí jednotce EPOS 70/10, viz *Příloha číslo 5*. Motory jsou napájeny stejnosměrným napětím 12V.

4.1 Motory MAXON z řady EC a EC-MAX

Motory řady EC jsou dvoupólové stejnosměrné elektronicky komutované válcové motory o průměrech 6 až 60 mm se jmenovitými výkony v rozmezí 1,2 až 400W. V diskovém provedení mají průměry od 6 do 90 mm a jmenovité výkony 0,03 až 90 W.

Rotor je tvořen permanentním magnetem ze vzácných hornin (NiFe). Ve statoru je bezželezové vinutí podle patentu firmy MAXON. Motory jsou určeny pro těžké pracovní podmínky. Přípustné otáčky motoru jsou vysoké. U nejmenších motorů dosahují až $100\,000\text{ ot.min}^{-1}$. EC motory mají vysoký záběrový moment a rychlé rozběhy.

Při kombinaci s planetovou převodovkou je třeba respektovat maximální otáčky převodovky. Protože motory jsou velmi malých rozměrů, vykazují vysokou účinnost, malou energetickou spotřebu, vysokou spolehlivost a dlouhou životnost. V trvalém provozu s proměnnou rychlostí je doba životnosti omezena pouze trvanlivostí kuličkových ložisek a to obvykle na desítky tisíc hodin. EC Motory lze kombinovat buď s brzdami nebo inkrementálními spínači. K motorům řady EC-MAX již však lze připojit brzdu i inkrementální spínač současně.

Nedílnou součástí pohonu je napájecí jednotka, která dodává do vinutí motoru proměnné proudy. Tím je vytvořeno magnetické pole, jehož směr sleduje polohu rotoru.

4.1.1 Planetové převodovky

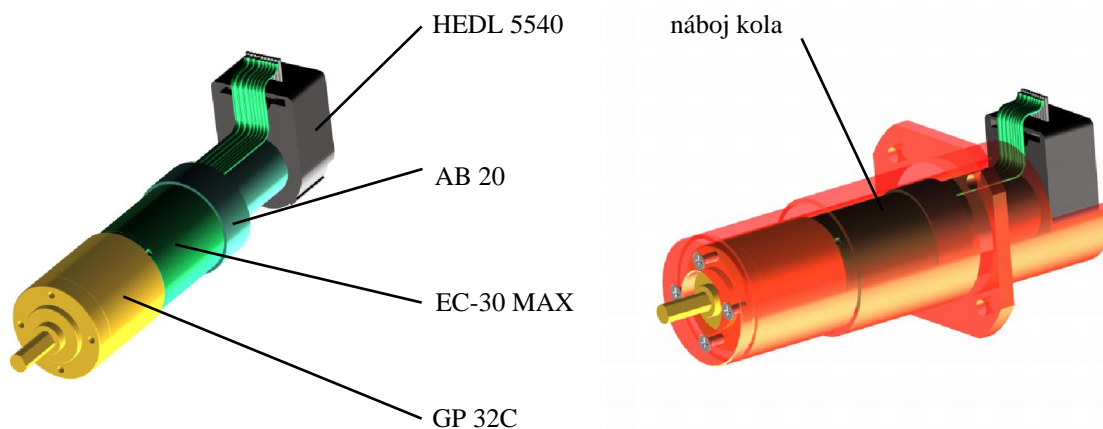
Protože výstupní otáčky použitých elektromotorů jsou velmi vysoké, musí se pohonné jednotky zpřevodovat připojením planetové převodovky s vhodným převodovým poměrem. Planetové převodovky obsahují několik planetových stupňů řazených podél osy převodovky. V každém stupni jsou v záběru tři planetová kola a kroutící moment planetové převodovky proto několikanásobně převyšuje momenty přenášené převodovkami s předlohou.

4.1.2 Enkodéry - inkrementální snímače

Enkodér je optoelektrický snímač, který převádí úhlovou rychlost hřídele motoru na digitální kód a ten je dále zpracováván řídicí jednotkou EPOS. Použité motory jsou vybaveny enkodérem HEDL 5540 (viz *Příloha číslo 5*), u kterého na jednu otáčku motoru přísluší 2000 pulsů inkrementálního čidla.

4.2 Pohonná jednotka pojezdu

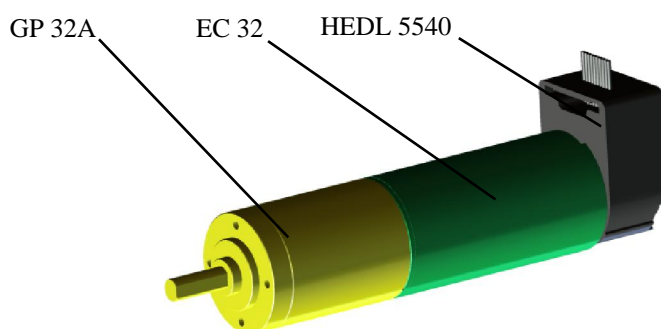
Pohonná jednotka pojezdu experimentální nápravy, viz **Obr. 18**, se skládá z motoru Maxon EC-30 MAX (*Příloha číslo 6*) o výkonu 40 W, k němuž je připojena planetová převodovka GP 32C (*Příloha číslo 7*) s převodovým poměrem $i = \frac{299}{14} \cong 21,35$ a enkodér HEDL 5540. Motor je vybaven brzdou AB 20 s permanentním magnetem, který udržuje hřídel motoru v zabrzděné poloze, pokud není systém napájen. Brzda není vhodná pro brzdění rotujícího hřídele a její specifikace je uvedena v *Příloze číslo 8*.



Obr. 18: Složení jednotky MAXON pro pohon kola vsunuté do náboje kola.

4.3 Pohonná jednotka vyrovnávání terénu

Pro pohon vyrovnávání terénu, viz **Obr. 19**, byla použita jednotka složená z motoru EC 32 (*Příloha číslo 9*) o výkonu 80 W, k němuž je připojena planetová převodovka GP 32 A s převodovým poměrem $i = \frac{14\,976}{175} \cong 86$, viz *Příloha číslo 10*, a enkodér HEDL 5540. Pro tuto jednotku byla zvolena varianta bez elektromagnetické brzy, tak jak je znázorněno na **Obr. 19**.



Obr. 19: Složení jednotky MAXON pro pohon vyrovnávání terénu

4.4 Řídící jednotky EPOS

Pro jednotky řízení byla vybrána řada nesoucí označení EPOS–Easy (to use) POSitioning System.

Řídící jednotky EPOS jsou malé plně digitální jednotky pro řízení polohy, rychlosti a momentu. Sinusový průběh proudu při komutaci nabízí řízení EC motorů s minimálním zvlněním momentu a nízkou hlučností. Integrované řízení polohy, rychlosti a proudu umožňuje využití pro přesné řízení v komplikovaných aplikacích.

Jednotka pracuje jako podřízená jednotka, která po lince RS 232 nebo síti CANopen komunikuje s nadřazeným systémem v podobě PC nebo PLC (Programmable Logic Controller). V nadřazeném systému je pak uložen program, který předává povely jednotce EPOS. Řídící jednotky EPOS jsou vyráběny v různých provedeních. Odlišují se od sebe maximálním přípustným napájecím napětím a maximálním výstupním proudem do motoru.

Jednotka obsahuje programátor příkazů, který zpracovává požadavky nadřazeného systému na pohyb pohonu. Dále je její součástí generátor dráhy a rychlosti, který počítá optimální způsob pohybu do zadané cílové polohy. Regulátory polohy a rychlosti jsou zapojeny do smyček zpětné vazby. Porovnávají skutečný pohyb s požadovaným a digitálně zpracovávají zjištěnou regulační odchylku. Informace o okamžitém stavu řízeného pohonu je obsažena ve výstupním signálu snímačů, které jsou součástí motoru. Inkrementální snímač natočení se připojuje na zvláštní vstup jednotky EPOS.

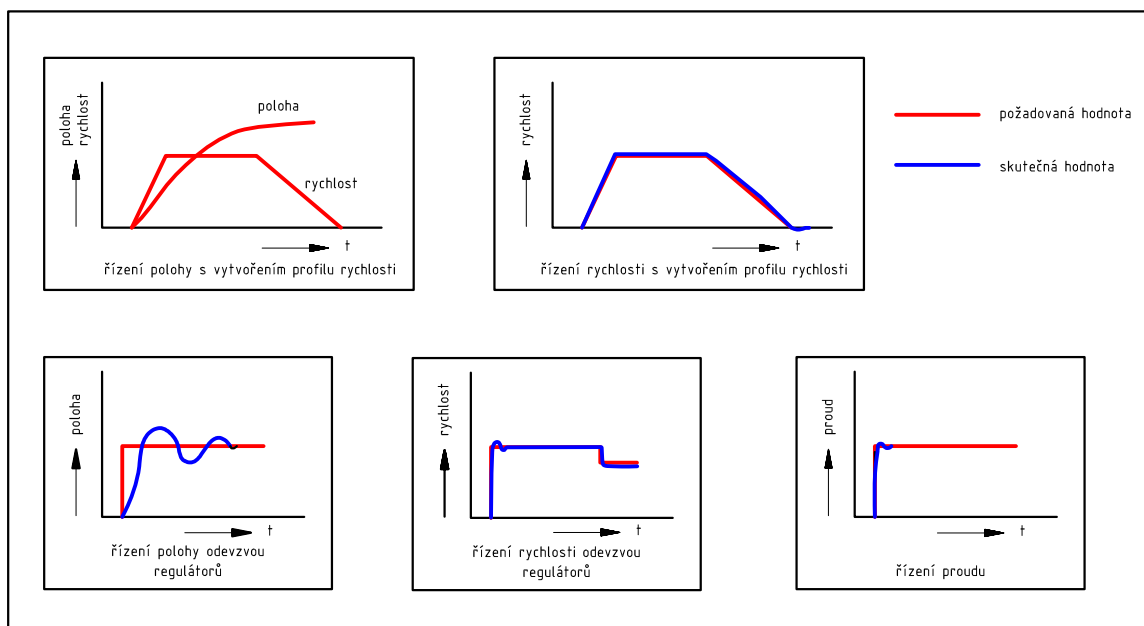
4.4.1 Operační módy jednotek Epos

Základní módy činnosti řídicí jednotky EPOS v provozu jsou: řízení rychlosti, řízení polohy a řízení proudu.

Při řízení rychlosti a řízení polohy je možné volit mezi dvěma způsoby vytváření odezvy na změnu požadované hodnoty na vstupu, a to buď s vytvořením profilu rychlosti (Profile Velocity mode), nebo s využitím odezvy regulátorů (viz **Obr. 20**). Rozhoduje charakter požadavku na vstupu. V prvním případě je do zpracování vstupního požadavku zapojen generátor průběhu rychlosti. Generátor vytvoří optimální profil, tj. najde časový průběh rychlosti takový, aby požadovaná hodnota byla dosažena plynulým pohybem s nejmenší odchylkou. Generátor přitom respektuje mezní hodnoty rychlosti, zrychlení a proudu vložené do jednotky EPOS. Typicky se profilový mód použije při realizaci požadavku na přesun na určenou vzdálenost.

V módu řízení proudu se uplatní pouze regulátor proudu a výkonové zesilovače. Linearita závislosti mechanického momentu na proudu je u motorů od firmy Maxon velmi přesná, takže řízením proudu je řízen moment motoru. Jednotka EPOS přitom omezuje otáčky při odlehčení motoru na vloženou přípustnou mez.

Mód založený na využití odezvy regulátorů nepoužívá generátor průběhů rychlosti a dráhy. Vstupní požadovaná hodnota se zpracuje přímo regulačními smyčkami regulátorů rychlosti a dráhy a přes regulátor proudu výkonovými zesilovači. Reakce jednotky EPOS je ovlivněna nastavením parametrů regulátorů. Mód s využitím odezvy regulátorů se uplatní při skokovém průběhu požadované hodnoty. Příkladem je elektronická osa, tj. řízení synchronizovaného pohybu několika pohonů podle jednoho inkrementálního snímače.



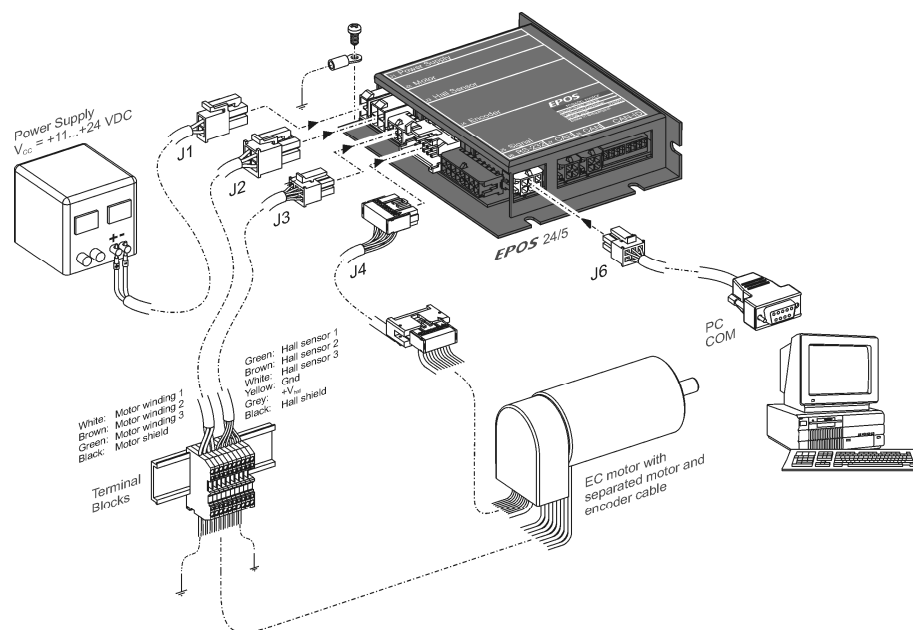
Obr. 20: Operační módy jednotky Epos. Požadovaná veličina je zobrazena červenou barvou, stav motoru je zobrazen barvou modrou.

4.4.2 Zapojení řídicích jednotek EPOS

Každý motor a enkodér je připojen k řídicí jednotce Epos 70/10 (*Příloha číslo 11*). Řídicí jednotky jsou mezi sebou propojené sběrnici CAN. Toto řešení umožňuje řídit všechny jednotky zároveň nastavením nadřazené jednotky *master* a příslušného množství podřízených jednotek *slave*. Jednotka master pak komunikuje s PC pomocí linky RS 232.

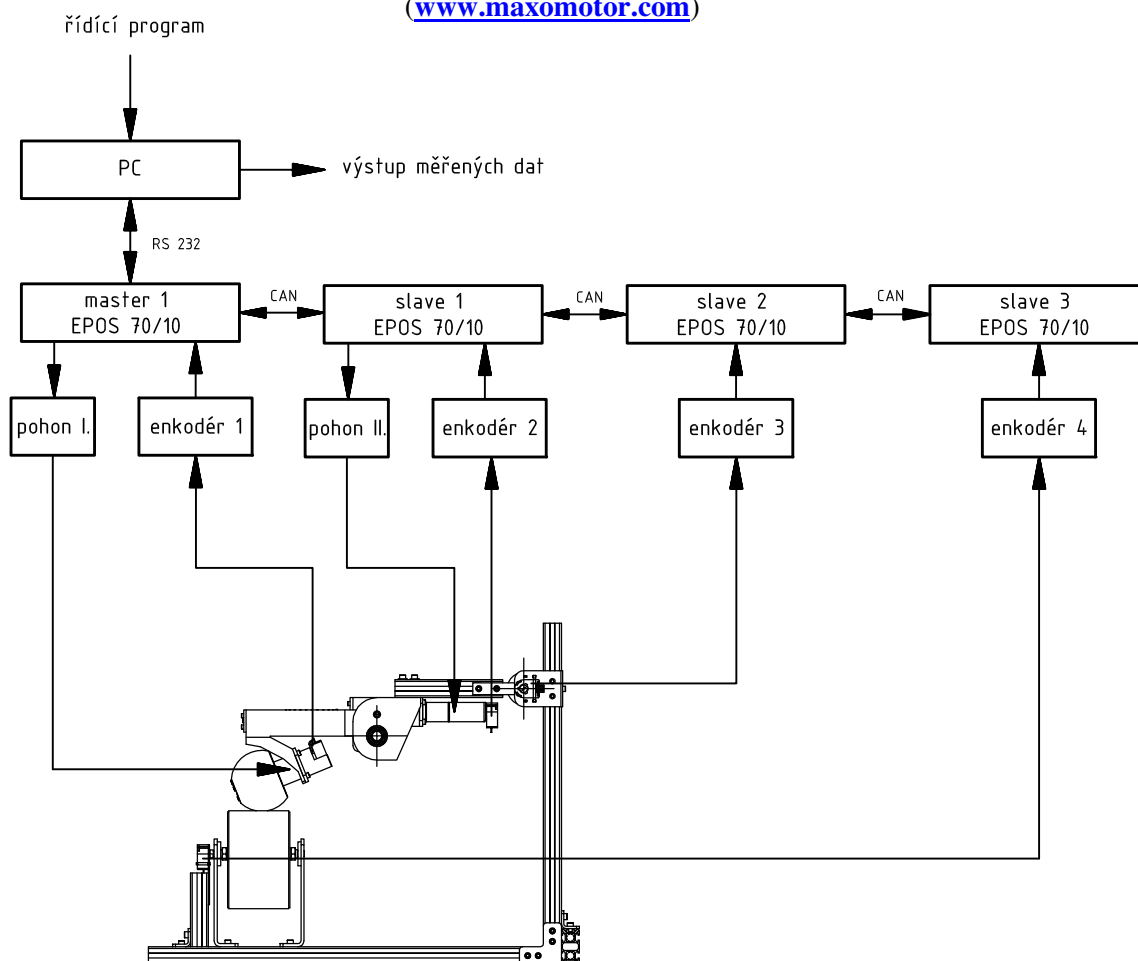
Aby bylo možné řídit určitou jednotku, je nutné jednotky od sebe odlišit přiřazením identifikačního čísla nastaveného na přepínači DIP-SWITCH, který každá jednotka obsahuje. Identifikační číslo jednotky se binárně nastaví kombinací jednotlivých přepínačů. Na jednotce EPOS 70/10 je možno nastavit až 127 kombinací. Schéma zapojení pohonné jednotky do řídicí jednotky EPOS znázorňuje **Obr. 21**.

Blokové schéma pro řízení a sběr naměřených dat z měřícího stendu je obsaženo v **Obr. 22**.



Obr.21: Zapojení pohonné jednotky do řídicí jednotky EPOS

(www.maxomotor.com)



Obr. 22: Blokové schéma zapojení jednotek pro sběr dat z měřícího standu

4.5 Ovládací software a měření polohy členů měřicího stendu

Řídící jednotky jsou řízeny pomocí pracovní verze programu, který byl použit s laskavým svolením Ing. M. Denka, doktoranda *Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti*, zabývajícího se výzkumem řízení budoucího robotizovaného podvozku. Program je napsán v programovacím jazyce C++ a využívá knihoven pro ovládání jednotek MAXON. Program umožňuje synchronizované řízení pohonných jednotek. Vstupními daty programu jsou požadované otáčky pojezdového kola (ot.min^{-1}) a data pro pohonnou jednotku vyrovnávání terénu. Tato jednotka pracuje v režimu Profile position mode, v němž je třeba nastavit následující parametry:

Target position - hodnota qc (počítadla enkodéru), která udává na jakou polohu má pohonná jednotka najet;

Profile velocity - požadovaná rychlost, s jakou se bude motor pohonné jednotky otáčet (ot/min) než dosáhne požadované polohy (Target Position);

Profile acceleration - otáčky (ot.s^{-1}), s jakými se bude pohonná jednotka zrychlovat na hodnotu nastavenou v Profile Velocity;

Profile deceleration - otáčky (ot.s^{-1}), s jakými se bude pohonná jednotka zpomalovat do zastavení motoru před dosažením požadované pozice (Target Position).

Na **Grafu 2** je znázorněna závislost polohy kotvy motoru naměřená enkodérem pohonu II., který pracoval v módu Profile position mode uvedených parametrů.

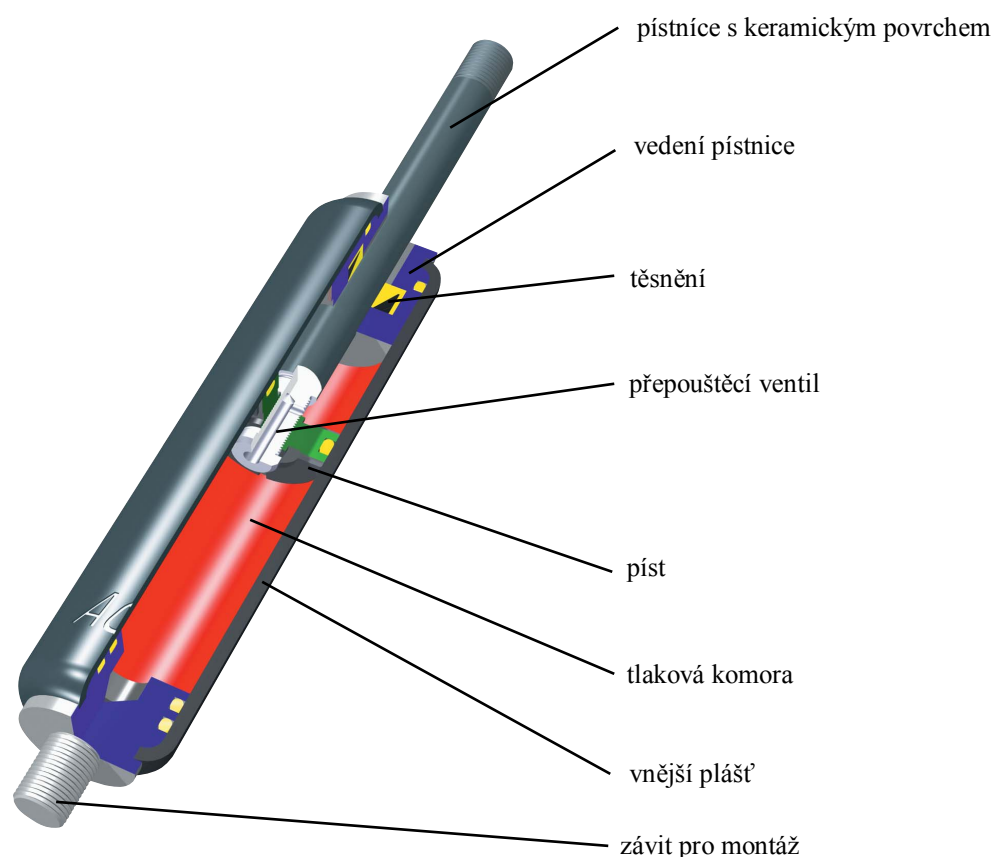


Graf 2: Úhlová poloha kotvy motoru pohonu II. řízeného v režimu profile position mode podle uvedených parametrů: Target position = 150 000 qc, Profile velocity = 7000 ot.min^{-1} , Profile acceleration = 10 000 ot.s^{-1} , Profile deceleration 10 000 ot.s^{-1}

Po spuštění programu jsou pohonné jednotky řízeny dle zadaných parametrů. Během měření se do textového souboru zapisují data o úhlových polohách pohonné jednotky pojezdu, jednotky pro vyrovnávání terénu, úhlu náklonu vloženého členu a úhlové poloze excentru.

5 Identifikace tlumiče ACE 15-25

Součástí sestavy experimentální nápravy je tlumič **ACE 15-25**, jehož charakteristiky nejsou výrobcem dodávány. Proto bylo nutné tyto hodnoty získat měřením. Z informací na internetových stránkách výrobce bylo zjištěno, že se jedná o tlumič naplněný hydraulickým olejem. Tlumič je určen obecně pro aplikace v ochranných systémech strojů, jako součást klapek a dveří požárních systémů a tlumicích prvků kmitajících systémů. Tlumič je v předejatém stavu a jeho zdvih je 25 mm. Konstrukce tlumiče umožňuje nastavení velikosti tlumicí síly otáčením pláště tlumiče proti pístnici. Otáčením ve směru hodinových ručiček se tlumicí síla zvyšuje. Celkový rozsah je přibližně 5 otáček o 360° z polohy plně otevřeného přepouštěcího ventilu až do jeho úplného uzavření. Dále v textu se nastavením 0 rozumí otočení pláště o 0° , nastavení 1 odpovídá otočení o 360° atd.



Obr. 23: Schématický řez tlumičem pro znázornění konstrukce

(www.acecontrols.co.uk)

5.1 Měření tlumiče kmitů

Pro měření charakteristik tlumiče bylo využito elektropulzní zařízení instalované ve školní laboratoři *Katedry mechaniky pružnosti a pevnosti*. Zařízení je vybaveno upínacími čelistmi, do nichž bylo pro upnutí tlumiče potřeba vyrobít vhodný přípravek. Tlumič byl zatěžován předepsanou sinusovou funkcí pro stlačení a během měření byla snímána velikost síly vyvozené tlumičem a jeho okamžité stlačení.



Obr. 24: Upnutí tlumiče do čelistí elektropulzního stroje

5.1.1 Elektropulzní zatěžování tlumiče

Tlumič byl zatěžován předepsanou funkcí pro stlačení ve tvaru funkce sinus

$$x(t) = A \sin(\omega t), \quad (1)$$

kde A [mm] je velikost amplitudy zatěžujícího cyklu,

ω [rad/s] je kruhová frekvence,

t [s] je čas.

Rychlost pístu je vypočítána derivací rovnice (1)

$$\dot{x}(t) = A \omega \cos(\omega t) \quad (2)$$

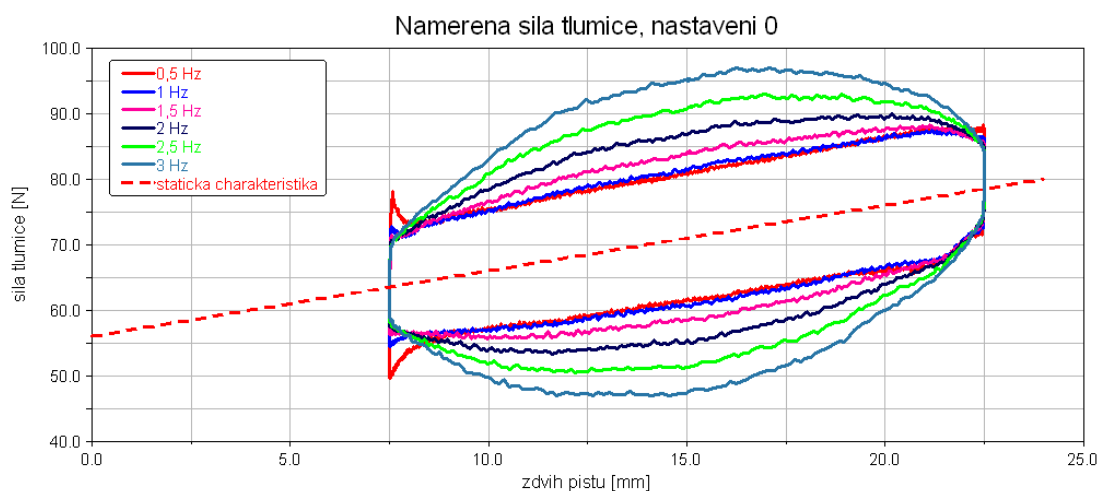
Na zatěžovacím zařízení se nastavuje frekvence f [Hz], přičemž $\omega = 2\pi f$.

5.1.2 Parametry pro měření

Tab. 3: Parametry pro měření tlumiče na elektropulzním zařízení

Amplituda zatěžovacího cyklu A	7,5 mm
Frekvence zatěžujícího cyklu f	0,5 až 3 Hz s krokem 0,5
Střední poloha zatěžovacího cyklu x_s	15 mm
Časový krok, ve kterém jsou data ukládána Δt	0,001 s
Nastavení tlumicí síly otáčením pláště tlumiče	0 až 1440° s krokem 360°
Síla předpětí tlumiče	$F_p(x)$ [N]
Tlumicí síla	$F_t(\dot{x})$ [N]

Následně proběhlo zatížení tlumiče pulsujícím cyklem dle parametrů uvedených v **Tab.3**. Po ukončení měření byla data uložena v tabulkovém formátu. K vyhodnocení měření byl použit tabulkový procesor Microsoft Office Excel a pro znázornění grafů postprocessor v programovém prostředí ADAMS. Vyhodnocená data ze zatěžujícího zařízení pro nastavení 0 jsou uvedena v **Grafu 3**.



Graf 3: Síla tlumiče naměřená v elektropulzním zařízení při zatěžování cyklem o různých frekvencích

5.1.3 Statická charakteristika tlumiče

Již první orientační měření ukázalo, že síla tlumiče není závislá pouze na rychlosti činné části tlumiče (rychlosti pístu), ale i na poloze pístu. Proto bylo třeba při stanovování tlumicí síly F_t přihlídnout i k okamžité poloze pístu a s ní související velikosti statické síly v tlumiči, která se musí od naměřené síly tlumiče odečíst. Z naměřených dat (viz **Graf 3**) bylo zjištěno, že statická charakteristika tlumiče je reprezentována lineární funkcí ve tvaru

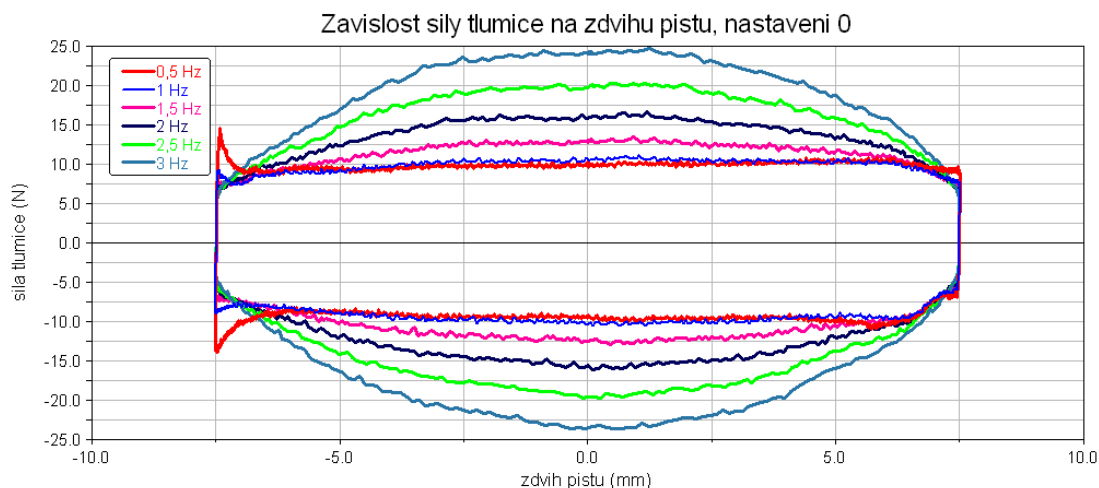
$$F_p(x) = k_p x + F_p(0) \quad [\text{N}]$$

kde k_p je naměřená tuhost pružiny tlumiče, $k_p = 1,0 \text{ N/mm}$,

$F_p(0)$ je síla předpětí tlumiče při nulovém stlačení pístu. $F_p(0) = 56 \text{ N}$.

5.1.4 Zdvihová charakteristika tlumiče

Odečtením statické charakteristiky od naměřených hodnot síly tlumiče byla získána závislost, která se označuje jako zdvihová charakteristika tlumiče (viz **Graf 4**). Zdvih pístu 0 mm odpovídá poloze pístu $x_s = 15 \text{ mm}$.

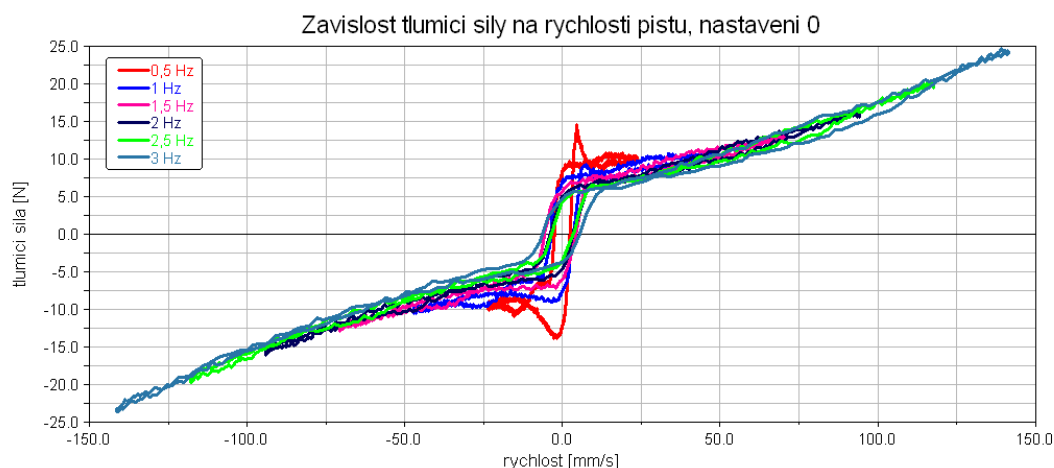


Graf 4: Závislost tlumicí síly na zdvihu pístu – zdvihová charakteristika tlumiče

Ze závislostí zobrazených v **Grafu 4** je vidět, že tlumič obsahuje složku síly suchého tření, která se projevuje v horní a dolní úvrati pístu, tedy při změně směru chodu pístu.

5.1.5 Rychlostní charakteristika tlumiče

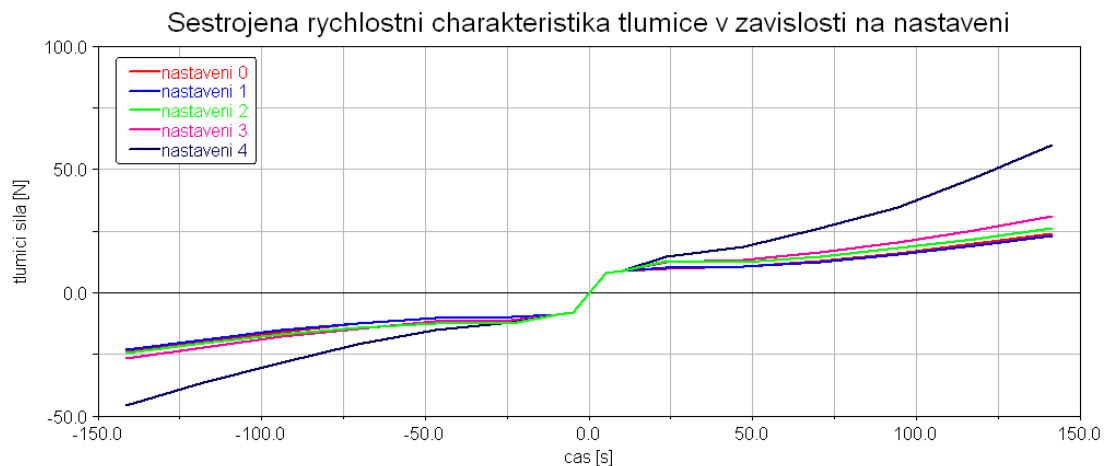
Pro získání závislosti tlumicí síly na rychlosti pístu bylo pro určení \dot{x} využito vztahu (2). Nebylo nutné numericky derivovat hodnoty polohy pístu v závislosti na čase, neboť elektropulzní zařízení velice dobře dodrželo zadanou zatěžující funkci. Vypočítané křivky jsou zobrazeny v **Grafu 5**.



Graf 5: Závislost síly tlumiče na rychlosti pístu

Z naměřené rychlostní charakteristiky tlumiče je patrná hysterezní smyčka při nízkých rychlostech stlačení pístu. Tato hysterezní smyčka je způsobena právě složkou suchého tření, která se projevuje při změně směru chodu pístu.

Rychlostní charakteristika tlumiče (zobrazená v **Grafu 6**) byla sestrojena na základě charakteristiky zdvihové (viz **Graf 3**), ze které byly odečteny hodnoty maximální tlumicí síly v tahu a tlaku při nulovém zdvihu pístu, tedy v okamžiku, kdy píst prochází střední polohou x_s a má nulové zrychlení. V případě, kdy je odečítána hodnota síly v bodě v němž je $\ddot{x} = 0$, se působení setrvačných sil jako projevu pohyblivých hmot tlumiče prakticky eliminuje. Tato závislost je obvykle označována jako rychlostní charakteristika tlumiče.



Graf 6: Rychlostní charakteristika tlumiče pro různá nastavení velikosti tlumicí síly.

5.2 Vyhodnocení měření tlumiče ACE 15 25

Měřením bylo zjištěno, že závislost tlumicí síly na rychlosti pístu je nelineární. Dále se ukázalo, že vliv nastavení přepouštěcího ventilu tlumiče otáčením pláště se zpočátku neprojevuje, ale okolo 4. otáčky pláště od polohy plně otevřeného ventilu dochází ke zvyšování hodnot tlumicí síly. Měření nebylo realizováno pro nastavení tlumiče nad 4 otáčky pláště, aby nebyl tlumič poškozen velkým silovým namáháním vzniklým v důsledku příliš uzavřeného přepouštěcího ventilu tlumiče.

6 Simulace v M.S.C. ADAMS View

ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) je výpočtový systém pro modelování a simulaci vázaných mechanických sestav (VMS, v angličtině označované jako MBS-multibody systems), skládajících se z tuhých i poddajných těles vázaných mezi sebou pomocí různých typů kinematických vazeb. Software ADAMS dokáže provádět statické i dynamické analýzy mechanických soustav a umožňuje rovněž optimalizovat a verifikovat jejich matematické modely. Patří mezi nejpoužívanější a nejpropracovanější systémy svého druhu na světě.

6.1 Programové prostředí ADAMS

Celý výpočtový systém je tvořen několika moduly, přičemž většinu z nich lze používat jako samostatnou aplikaci nezávisle na ostatních. Jádrem systému je modul ADAMS/Solver, který je velmi propracovaným řešičem. Tento modul na základě vstupních souborů sestavuje matematický model mechanického systému a řeší tuto soustavu nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. Vstupní textové soubory obsahují popis matematického modelu systému a řídicí příkazy řešiče ve vlastním vstupním jazyku softwaru ADAMS/Solver (ADAMS Data Language).

Prakticky je možné celou práci se systémem redukovat na vytváření vstupních souborů pomocí textového editoru, zpracování modulem ADAMS/Solver a vyhodnocování výstupních souborů. Tento postup lze sice s úspěchem použít při stavbě modelů, výrazně však chybí vizualizace modelu a poté i získaných výsledků. Pro vizualizaci modelů a výsledků slouží modul View. Tento modul je nástroj pro snadnou stavbu a vizualizaci modelů a rovněž pro pohodlné získávání výsledků simulace. Společně s modulem ADAMS/Solver tvoří nástroje, které dokáží modelovat a řešit prakticky všechny VMS.

Programové prostředí ADAMS předpokládá, že uživatel je seznámen se základy potřebnými k vyšetřování statických, kinematických a dynamických chování těles.

6.1.1 Struktura vytváření modelů VMS

Nejprve je třeba si uvědomit, jak bude vypadat matematický model vázané mechanické soustavy (VMS). V prostředí ADAMS/View se jedná o soustavu těles

spojených mezi sebou a s rámem pomocí kinematických vazeb. Na tělesa můžou působit různé síly, je možné zavést pasivní účinky v kinematických vazbách a mezi tělesy můžeme definovat různé deformovatelné vazby (pružiny, tlumiče,...). Samotná tělesa mohou mít předepsaný určitý pohyb. Všechny tyto „mechanické“ objekty jsou také objekty v systému ADAMS. Dále je potřeba definovat „measures“, čili vybrané veličiny popisující VMS, které chceme vyšetřovat.

6.1.2 Prvky systému ADAMS/View

Markery (Markers)

Marker definuje lokální souřadnicový systém. Z teorie VMS je zřejmé, že marker je v systému ADAMS jeden ze stěžejních objektů. Lze ho libovolně umisťovat ke všem tělesům včetně rámu a libovolně natáčet. Markery jsou důležité pro definici středů hmotnosti těles, pro definici vazeb, definice působících sil, atd.

Tělesa (Parts)

Tělesa jsou objekty, které mohou mít setrvačné vlastnosti a mohou se pohybovat. Systém ADAMS rozeznává tělesa tuhá (Rigid bodies), tělesa poddajná (Flexible bodies) a soustředné hmoty (Point masses).

Tuhými tělesy lze modelovat ty objekty, které mají hmotnost, momenty setrvačnosti a nemohou se deformovat. Poddajná tělesa mají také setrvačné vlastnosti a navíc se mohou deformovat. Pro modelování poddajných těles je však potřeba použít modul ADAMS/Flex. Soustředné hmoty jsou objekty u nichž je definována pouze hmotnost.

Systém ADAMS/View nabízí širokou škálu základních těles která lze použít. V této práci však bylo využito možnosti importování geometrie tělesa z CAD systému. Každé nově vytvořené těleso má šest stupňů volnosti, proto je třeba ho svázat s ostatními tělesy nebo s rámem pomocí kinematických vazeb.

Vazby (Constraints), klouby (Joints)

Vazby určují, jak se mohou jednotlivá tělesa pohybovat vůči rámu nebo vůči ostatním tělesům. Systém nabízí celou řadu předdefinovaných základních kinematických vazeb - kloubů (translational, revolute, spherical,...). Kloub spojuje vždy dvě tělesa a je zapotřebí ho přiřadit k určitým markerům. Vlastnosti kloubu lze

libovolně měnit. Je možné přidávat také pasivní účinky (například tření) a předepisovat počáteční podmínky souřadnicím ve vazbě.

Předepsané pohyby (imposed motions)

Libovolnému markeru tělesa či vazbám lze předepisovat určitý pohyb v závislosti na čase. Lze použít pomůcku pro vytváření funkcí, tzv. function builder.

Síly (Forces)

Síly mohou v modelech ADAMS reprezentovat například pružící a tlumící prvky, mohou hrát roli budících, či řídících veličin. Důležité jsou také kontaktní síly. V nástrojovém panelu jsou k dispozici předdefinované základní síly a momenty použitelné v modelech VMS.

6.1.3 Simulace a vyhodnocení

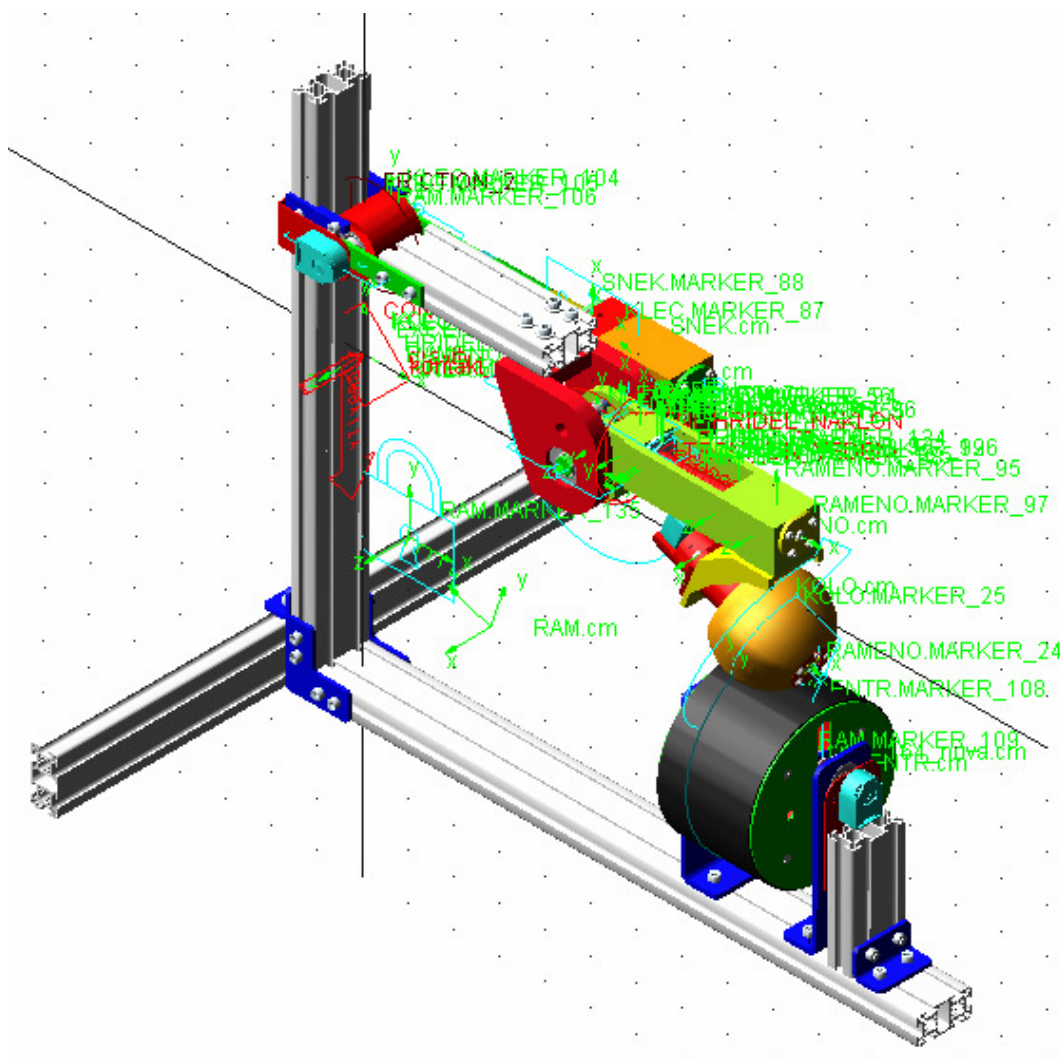
Jestliže je vytvořen model, může začít jeho analýza. Systém ADAMS nabízí výběr ze tří druhů analýz: statické, kinematické nebo dynamické. Při analýze může být například sledována pouze funkčnost navržené VMS, nebo hledána odezva na běžné buzení mechanického systému a podobně. Důležité je zvolení správného kroku a celkového času simulace.

Jednou z nejdůležitějších částí analýzy je výběr sledovaných veličin, nazývaných v systému ADAMS/View „measures“. Výstupem z modulu ADAMS/Solver mohou být samozřejmě všechny možné veličiny od posuvů, přes rychlosti a zrychlení, až po reakce. Další pomůckou přímo v ADAMS/View je nástroj pro animaci vypočítaného pohybu namodelované VMS.

Lepším a výkonnějším pomocníkem pro vyhodnocování výsledků analýz je modul ADAMS/Postprocessor.

Je-li sestaven složitější model komplikované VMS, je vhodné jej rozdělit na několik funkčních celků a ty modelovat nejprve samostatně a po důkladné kinematické či jiné analýze je teprve spojit do celkového modelu. Tímto postupem lze předejít řadě nepřesností a ušetřit čas při hledání přesného nastavení parametrů/atributů modelu.

6.2 Simulační model měřicího stendu a experimentální nápravy v systému ADAMS



Obr. 25: Výpočtový model sestavy stendu s připojenou experimentální nápravou v programovém prostředí ADAMS.

6.2.1 Příprava simulačního modelu v Pro/Engineeru

Simulační model v systému ADAMS je vytvořen importem modelu sestavy měřicího stendu a experimentální nápravy z programového prostředí Pro/Engineer. Před importem dat do ADAMS je potřeba nejprve v Pro/Engineeru rozdělit celou sestavu na jednotlivé podsestavy které vůči sobě vykonávají pohyb.

Dalším potřebným krokem je vytvoření referenčního souřadnicového systému v celkové sestavě a následně definování souřadnicového systému v každé podsestavě

tak, aby byl prostorově totožný s referenčním systémem celkové sestavy. Posledním krokem v přípravě dat, která se budou importovat do ADAMS, je uložení každé podsestavy ve formátu parasolid s označením již zmíněného souřadnicového systému podsestavy, který v ADAMS určuje polohu importovaného tělesa. Následně se každému importovanému tělesu přiřadí příslušné hmotové charakteristiky (hmotnost, souřadnice těžiště a matice setrvačnosti), které se určí výpočtem v Pro/Engineeru. Při zadávání hodnot hmotových charakteristik do ADAMS je třeba definovat vztažný souřadnicový systém vytvořením markeru k němuž jsou vypočítány. Příslušné hodnoty je třeba zadávat v souladu s nastavením jednotek v ADAMS.

6.2.2 Výpočet hmotových charakteristik v Pro/Engineeru

Jelikož materiály dílů podsestav jsou různé, musí se ke každému dílu podsestavy přiřadit příslušná hustota materiálu. Pohonné jednotky jsou pro zjednodušení simulace uvažovány jako jedno těleso. Hustota materiálu pryže nalepené na excentru a těles nahrazující pohonnou jednotku je spočítána dle vztahu pro výpočet hustoty:

$$\rho = \frac{m}{V} \text{ [kg.m}^{-3}\text{]},$$

kde m je hmotnost tělesa [kg],

V je objem tělesa [m^3].

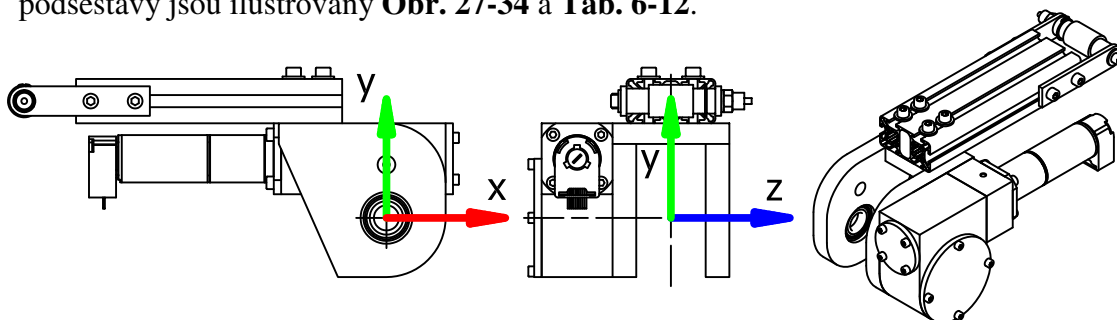
Tab. 4: Použité materiály v sestavě a jejich hustoty

Použitý materiál	Hustota ρ [kg.m ⁻³]
ocel	7800
dural	2740
pryž	800
polypropylen	1076
pohonná jednotka	5018

Po přiřazení materiálových hustot lze v Pro/Engineeru vypočítat hmotové charakteristiky podsestav vzhledem k vztažnému souřadnicovému systému.

6.2.3 Složení podsestav včetně jejich hmotových charakteristik

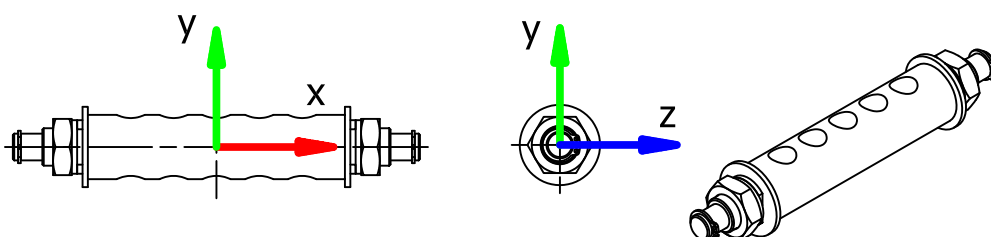
Každá podsestava je pro názornost zobrazena schématickým obrázkem a doplněna tabulkou uvádějící příslušný souřadnicový systém a hmotové charakteristiky. **Obr. 26** je schématickým zobrazením klece včetně vloženého členu a pohonné jednotky II. **Tab. 5** uvádí hmotové charakteristiky této podsestavy. Ostatní podsestavy jsou ilustrovány **Obr. 27-34** a **Tab. 6-12**.



Obr. 26: Klec včetně vloženého členu a pohonné jednotky II.

Tab. 5: Hmotové charakteristiky klece včetně vloženého členu a pohonné jednotky II.

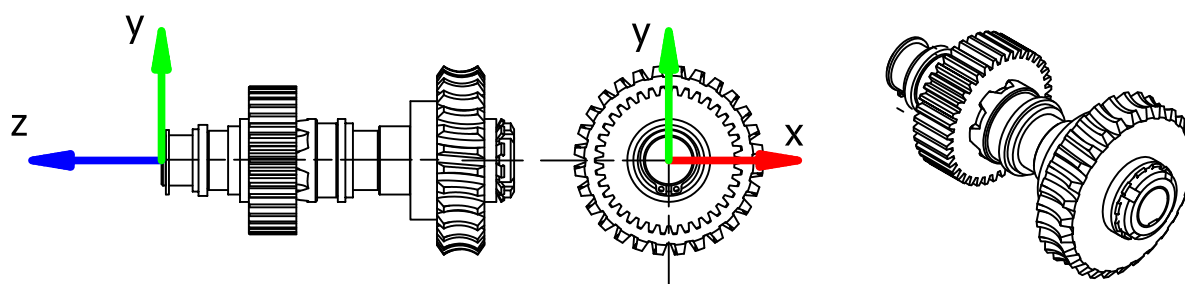
hmotnost [kg]	3,1408		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	-62,6520	35,2418	-34,9855
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	8466,5427	-4861,5251	-1889,1455
	-4861,5251	25885,9730	1138,7832
	-1889,1455	1138,7832	24308,6350



Obr 27: Hřídel excentru

Tab. 6: Hmotové charakteristiky hřídele excentru

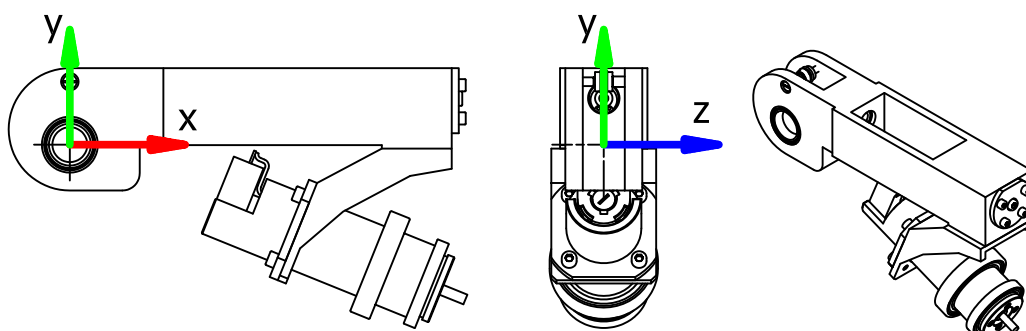
hmotnost [kg]	0,3605		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	0,0000	0,0000	0,0002
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	25,3465	0,0000	0,0000
	0,0000	573,4680	0,0000
	0,0000	0,0000	570,5253



Obr. 28: Hřídel vyrovnávání terénu včetně ozubení

Tab. 7: Hmotové charakteristiky hřídele vyrovnávání terénu s ozubením

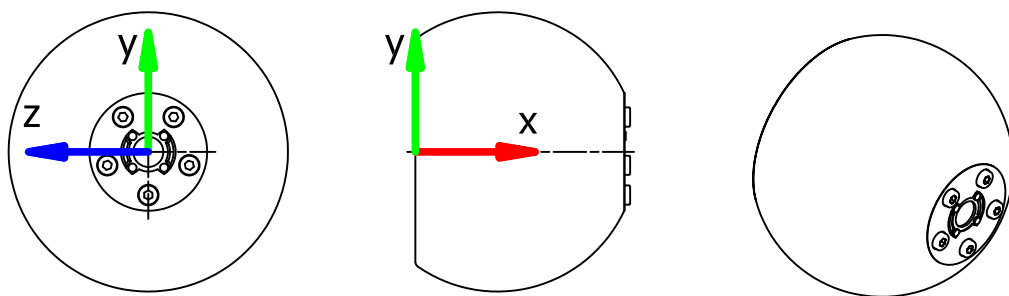
hmotnost [kg]	0,8789		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	0,0000	-0,0100	-70,9875
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	1021,6004	0,0000	0,0023
	0,0000	1021,6693	0,2369
	0,0023	0,2369	226,7499



Obr. 29: Rameno včetně blatníku a pohonné jednotky I.

Tab. 8: Hmotové charakteristiky ramene

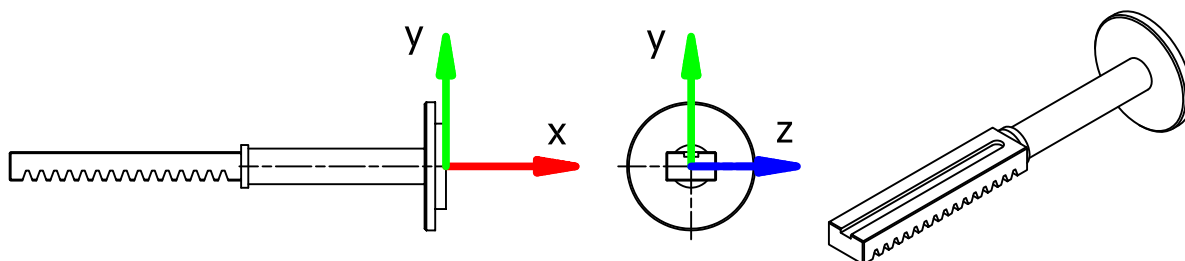
hmotnost [kg]	2,4071		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	134,5795	-25,8267	0,0412
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	6228,0506	-10701,7690	0,7155
	-10701,7690	53748,5090	0,5790
	0,7155	0,5790	58909,4940



Obr. 30: Pojezdové kolo

Tab. 9: Hmotové charakteristiky pojezdového kola

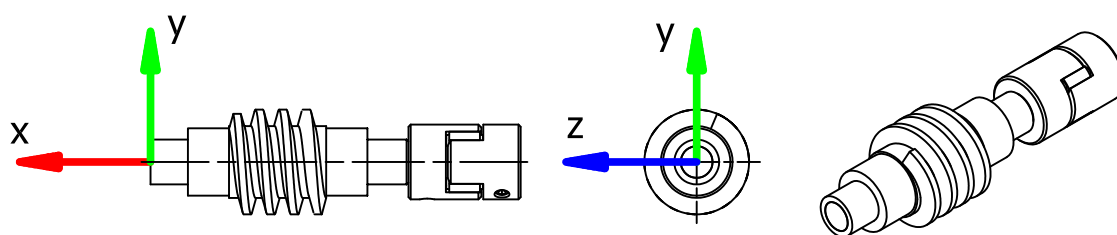
hmotnost [kg]	0,6280		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	37,9106	0,1346	-0,0011
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	840,0145	-2,5485	-1889,1455
	-2,5485	670,8225	-0,0163
	-1889,1455	-0,0163	670,9834



Obr. 31: Pojezdové kolo

Tab. 10: Hmotové charakteristiky hřebene

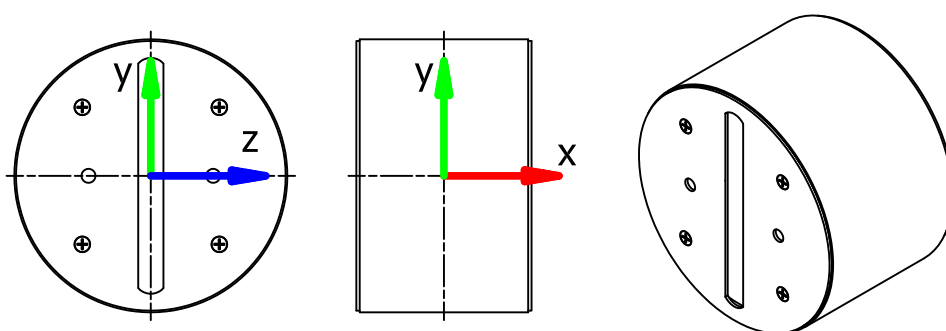
hmotnost [kg]	0,1127		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	-46,9924	0,1413	-0,0003
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	6,0294	-0,6708	0,0013
	-0,6708	184,2212	0,0001
	0,0013	0,0001	183,6324



Obr. 32: Šnek s hřídelí a spojkou

Tab. 11: Hmotové charakteristiky šneku s hřídelí a spojkou

hmotnost [kg]	0,1738		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	-41,3955	0,1456	-0,0415
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	9,7315	0,2431	-0,0024
	0,2431	94,1008	-0,0176
	-0,0024	-0,0176	94,1534



Obr. 33: Excentr

Tab. 12: Hmotové charakteristiky excentru

hmotnost [kg]	0,4936		
souřadnice těžiště [mm]	x	y	z
	0,0000	0,0000	0,0000
matice setrvačnosti [kg.mm ²]			
	2414,5074	0,0000	0,0000
	0,0000	2059,7087	0,0000
	0,0000	0,0000	2025,7871

6.2.4 Definování kinematických vazeb v ADAMS

Rám měřicího stendu je vazbou constrain-fixed pevně spojen se zemí (Ground). Rotační vazby těles, jako jsou například hřídele otáčející se v ložiscích, jsou realizovány kloubovou vazbou (Joints rotational). Posuvná vazba ozubeného hřebenu v lineárním vedení je reprezentována jako translační kloub (Joint translational), převod mezi ozubeným kolem a ozubeným hřebenem je definován vazbou Rack&pinion. Valivá vazba mezi pojezdovým kolem a excentrem je tvořena jako kontakt ploch (Contact).

Vymezení *III.* stupně volnosti je dosaženo pružinou s tlumičem: connector-translational spring–damper. Pohon pojezdového kola a závislost natočení hřídele vyrovnávání terénu je zajištěn funkcí předepisující jeho pohyb (Imposed motions) dle definované závislosti (Rotational joint motion).

7 Verifikace simulačního modelu

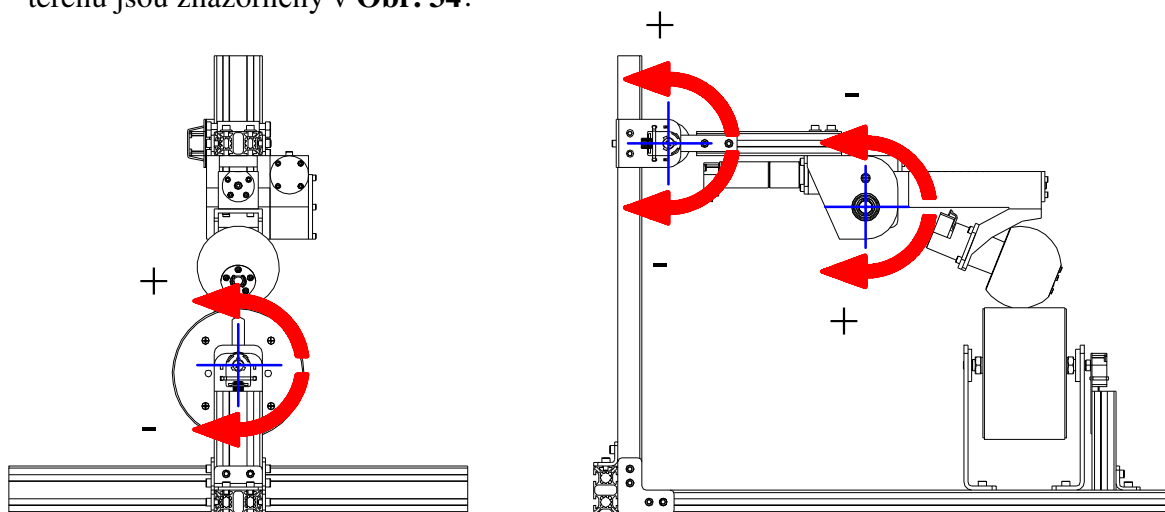
Ověření správnosti simulačního modelu je provedeno kritickým srovnáním výsledků měření experimentální nápravy v měřícím stendu s výsledky simulací provedených na modelu v programovém prostředí ADAMS.

Vytvořený model systému by měl věrně reprodukovat chování reálného systému. Tohoto stavu však není možné zcela dosáhnout. Měřítkem přesnosti modelu je míra abstrakce jeho chování. Čím více abstrahujeme od detailů chování reálného systému, tím méně přesné jsou výsledky simulací realizovaných na tomto modelu a naopak. Pro co nejvěrnější přiblížení je nutné určit parametry, které jsou rozhodující pro chování celého systému a správně definovat chování komponent systému vhodným popisem v simulačním prostředí, a to s ohledem na požadovaný stupeň abstrakce.

Během měření dat na měřícím stendu byly stavitelné části měřícího stendu a experimentální náprava nastaveny následovně:

- velikost excentricity $e = 25 \text{ mm}$ (maximální možná excentricita, pro kterou je kroutící moment pohonné jednotky pojezdu dostačující),
- použité pružiny: D 3400 a D 3600 (viz kapitola 2.1.4 *Použité pružiny*),
- tlumič ACE 15-25: nastavení 0,
- rychlosti pojezdu $\sim 0,9$ a $\sim 2,3 \text{ km.h}^{-1}$ (1000 a 2500 ot.min^{-1} pohonné jednotky pojezdu),
- pohon II. řízen v módu Profile position (viz kapitola 4.5 *Ovládací software a měření polohy členů měřícího stendu*).

Orientace směrů měřených veličin a orientace úhlové polohy hřídele pro vyrovnávání terénu jsou znázorněny v **Obr. 34**.

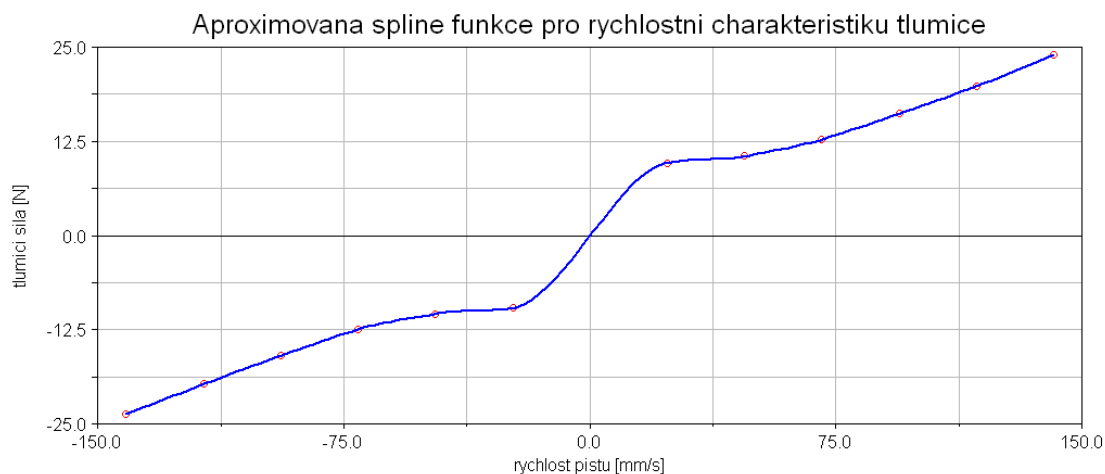


Obr. 34: Orientace směrů úhlových poloh komponentů měřicího stendu

7.1 Verifikace tlumiče ACE 15-25

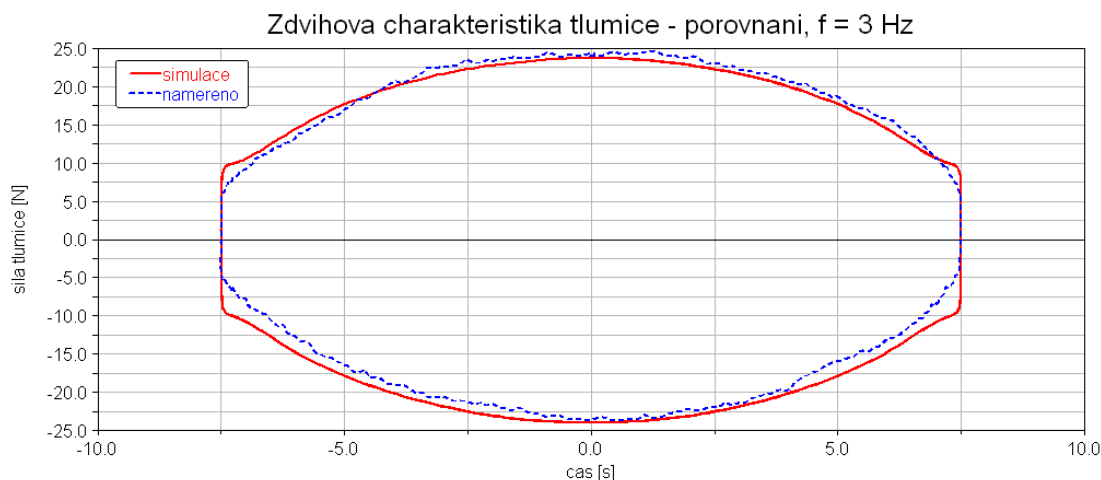
V simulačním modelu experimentální nápravy je tlumič tvořen prvkem Connector – damper. Ve vlastnostech tohoto prvku lze nastavit parametry tlumiče jako je předpětí, tuhost pružiny a tlumení. Dále je třeba definovat závislost tlumicí síly na rychlosti pístu. Tato závislost je odvozena systémem ADAMS interpolací dat ze sestavené rychlostní charakteristiky tlumiče (viz kapitola 5.1.5 *Rychlostní charakteristika tlumiče*) pomocí spline funkce.

Aproximovaná spline funkce rychlostní charakteristiky tlumiče pro nastavení pláště tlumiče do polohy 0 je znázorněna v **Grafu 7**. Poznámka: jiné nastavení tlumiče by vyžadovalo vytvoření nové spline funkce, tak jak vyplývá z **Grafu 6** na stránce 37.

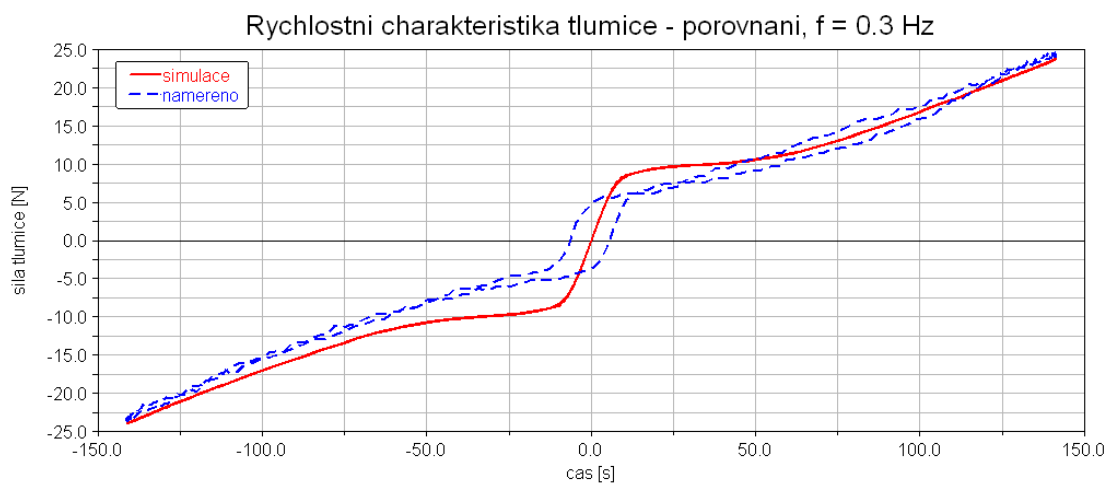


Graf 7: Rychlostní charakteristika tlumiče jako aproximovaná spline funkce

Srovnání naměřených a vypočtených hodnot síly tlumiče zatěžovaného sinusovým průběhem stlačení o frekvenci $f = 3 \text{ Hz}$ v závislosti na zdvihu pístu obsahuje **Graf 8**, závislost na rychlosti pístu je pak zobrazena v **Grafu 9**.



Graf 8: Porovnání naměřených a vypočtených hodnot síly tlumiče v závislosti na rychlosti pístu, frekvence budící funkce $f = 0,5 \text{ Hz}$, tlumiče v nastavení 0



Graf 9: Porovnání naměřených a vypočtených hodnot síly v tlumiči v závislosti na rychlosti pístu, frekvence budící funkce $f = 3 \text{ Hz}$, nastavení tlumiče v nastavení 0

Z výše uvedených grafů vyplývá, že závislost síly vyvozené modelovým tlumičem při rychlostech pohybu pístu okolo hodnoty 0 mm/s vykazuje, stejně jako skutečný tlumič, vlastnosti suchého tření a to složku, která je závislá na rychlosti pohybu pístu. U modelového tlumiče lze ale pozorovat absenci hysterezní smyčky v rychlostní charakteristice tlumiče (viz **Graf 9**), která je dána absencí složky suchého tření, které se projevuje při změně směru chodu pístu. Tato skutečnost je při tvorbě

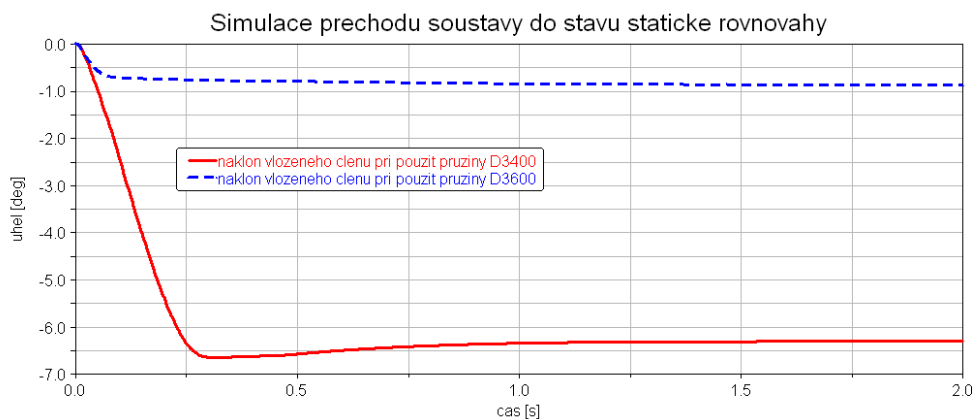
simulačního modelu měřícího stendu s experimentální nápravou pro zjednodušení zanedbána, protože se jedná o oblast malých rychlostí, kdy je určující síla předejpaté pružiny.

7.2 Experimenty provedené na simulačním modelu

Simulační model, a zejména jeho nastavení, bylo potřeba vyladit tak, aby co nejvěrněji reprezentoval experimentální nápravu a měřící stend. Byly porovnávány závislosti simulované a naměřené pro různé parametry prvků, ze kterých se model skládá (například nastavení kontaktu mezi pojezdovým kolem a excentrem). Nutno podotknout, že hledání optimálního nastavení parametrů simulačního modelu probíhalo během mnoha simulačních experimentů s různými režimy chodu pohonných jednotek, při posuzování níže zmíněných faktorů ovlivňující výsledek verifikace.

7.2.1 Nalezení stavu statické rovnováhy simulačního modelu stendu s experimentální nápravou

Během simulačního experimentu v ADAMS je nejprve soustava experimentální nápravy v měřícím stendu uvedena do statické rovnováhy. Toho je dosaženo anulováním funkcí předepisujících otáčky pohonných jednotek během prvních dvou vteřin chodu simulačního experimentu. Úhel natočení vloženého členu a jemu odpovídající stav statické rovnováhy v čase $t = 2$ s (čili již po ustálení, viz **Graf 10**) byl porovnán s hodnotou naměřenou na skutečném zařízení a zjištěný nevelký rozdíl vynulován jemným doladěním parametrů pružiny v simulačním modelu.



Graf 10: Úhel náklonu vloženého členu během přechodu soustavy do stavu statické rovnováhy při použití pružiny D 3400 a D 3600

7.2.2 Úhlová poloha excentru

Měření úhlové polohy excentru (viz kapitola 3.3) lze využít pro porovnání výsledků simulace a měření během hledání konečného nastavení simulačního modelu.

Skutečná úhlová poloha excentru navíc vypovídá o velikosti průměrné pojezdové rychlosti experimentální nápravy, která se vypočítá ze známého obvodu excentru a zjištěné frekvence jeho otáčení.

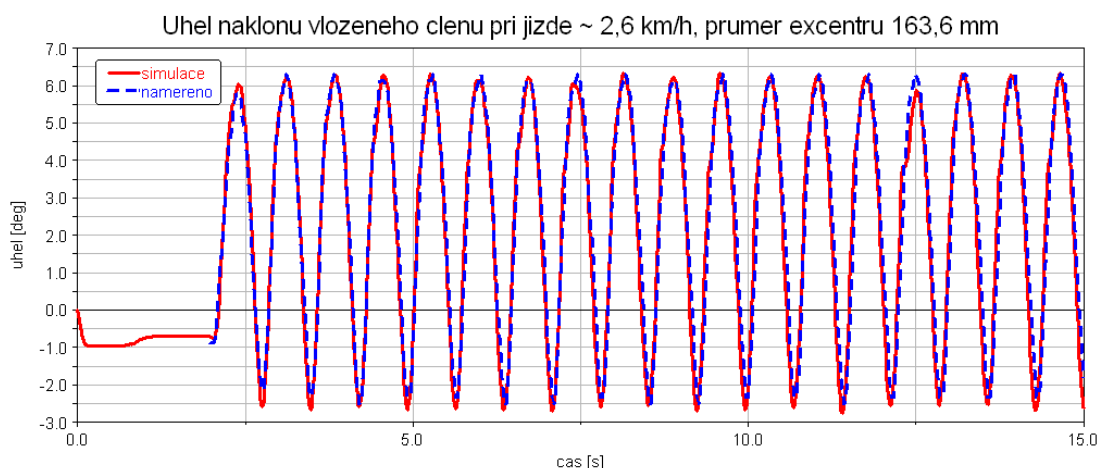
7.2.3 Nastavení kontaktní vazby mezi pojezdovým kolem a pláštěm excentru

Protože k přesnému stanovení koeficientů tření mezi polyamidovým kolem a pryží nalepenou na plášti excentru není dostatek informací, byly během verifikace simulačního modelu hledány optimální parametry nastavení kontaktu při různých režimech simulace jízdy experimentální nápravy. Kritérium k výběru vhodného nastavení bylo právě měření úhlové polohy s přihlédnutím k dalším faktorům ovlivňujícím výsledek verifikace.

Dalším faktorem ovlivňujícím přesnost simulačního modelu bylo nalezení efektivního průměru excentru.

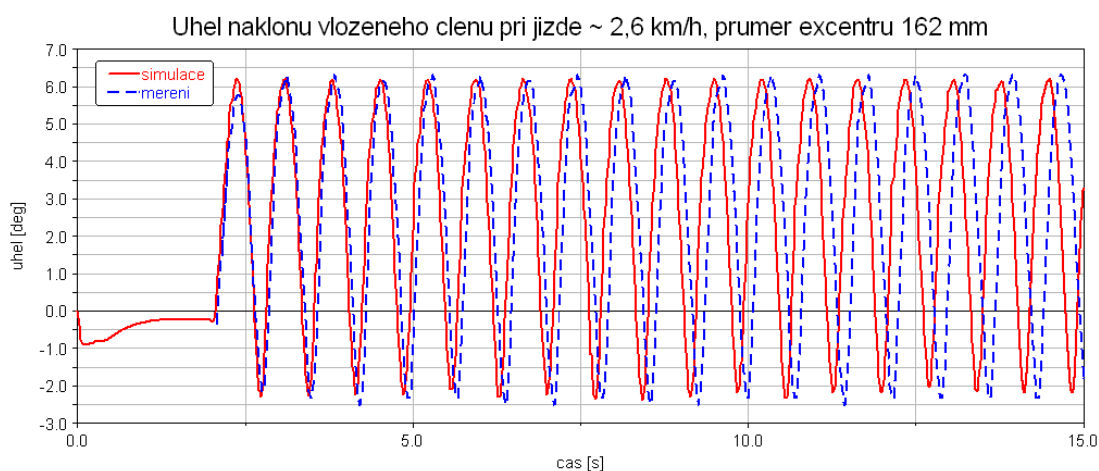
7.2.4 Vliv průměru excentru na výsledky simulace

Na povrchu excentru je nalepena pryž s pórovitou strukturou o tloušťce 2,3 mm. V určité míře dochází k jejímu stlačení, což snižuje přesnost simulace. Vlivem této změny efektivního průměru excentru se ztrácí informace, jaký je vlastně průměr po kterém se kolo odvaluje. Efektivní průměr 163,6 mm byl nalezen opakovaným srovnáváním naměřeného a simulovaného průběhu náklonu vloženého členu, dokud nedošlo ke shodě s naměřenými daty (viz **Graf 11**). Během tohoto experimentu byl pohon II. (pohon pro vyrovnávání terénu) vypnut.



Graf 11: Úhel náklonu vloženého členu. Průměr excentru 163,6 mm, otáčky pojzdového kola $n_1 = 140,45 \text{ min}^{-1}$, pružina D 3600, pohon pro vyrovnávání terénu vypnut

Graf 12 znázorňuje porovnání naměřené a simulované závislosti úhlu náklonu vloženého členu pro jiný průměr, a to 162 mm. Rozdíl v průměru pouhých 1,6 mm způsobil, že již po několika otáčkách excentru byla simulovaná závislost úhlu natočení vloženého členu v rozporu s naměřenými daty. Tím je jasně dokázána chyba ve stanovení průměru excentru, čili délky simulované dráhy, po níž se pojzdové kolo pohybuje.



Graf 12: Úhel náklonu vloženého členu. Průměr excentru 162 mm, otáčky pojzdového kola $n_1 = 140,45 \text{ min}^{-1}$, pružina D3600, pohon pro vyrovnávání terénu vypnut

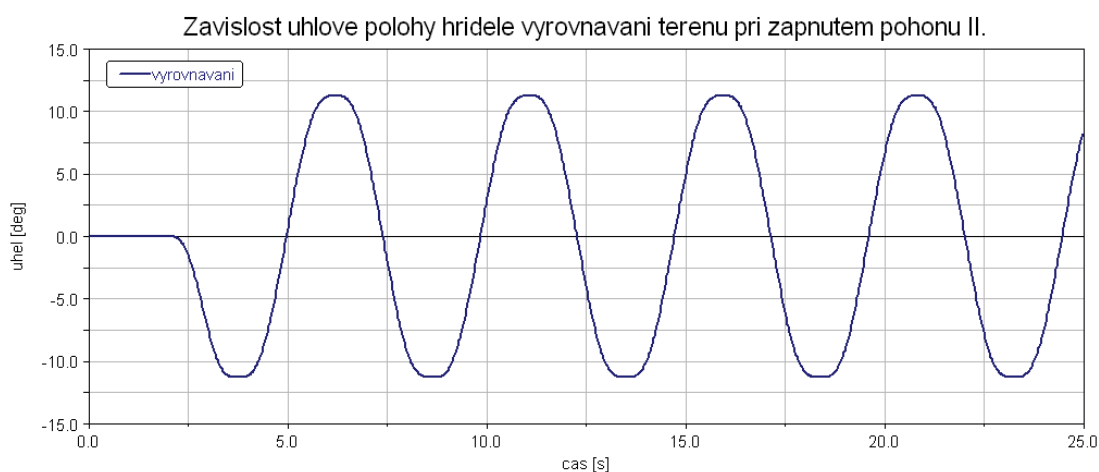
Porovnání simulace s měřením ukázalo, že při použití efektivního průměru excentru 163,6 mm byl čase $t = 15 \text{ s}$ rozdíl v naměřené a simulované úhlové poloze excentru 20 stupňů, což je zanedbatelný rozdíl.

7.2.5 Pasivní odpory

Aby simulační model co nejvěrněji představoval chování experimentální nápravy, byly v některých kinematických vazbách (lineární vedení, uložení hřídele pro vyrovnávání terénu,...) zavedeny pasivní odpory. Zavedením těchto odporů byl model jemně doladěn (například velikost amplitudy úhlu náklonu vloženého členu).

7.3 Simulace jízdy při zapnutém pohonu vyrovnávání terénu

Posledním krokem verifikace simulačního modelu bylo aktivování pohonu pro vyrovnávání terénu, čímž byly zahrnuty všechny realizované stupně volnosti. Předepsaná závislost pro pohyb pohonné jednotky v simulačním modelu je stejná jako pro reálný model. Funkce definující úhlovou polohu kotvy motoru byla získána načtením dat z enkodéru pohonu II., který pracoval v režimu Profile position mode (viz **Graf 2**, str. 31). V **Grafu 13** je poté znázorněna úhlová poloha hřídele pro vyrovnávání terénu - již po přepočtení podle převodového poměru planetové převodovky pohonu II., šnekového soukolí a počtu pulsů inkrementálního čidla na otáčku.



Graf 13: Závislost pro úhlové natočení hřídele vyrovnávání terénu při zapnutém pohonu II. řízeném v režimu Profile position mode.

Získaná závislost úhlového natočení hřídele pro vyrovnávání terénu podle **Grafu 13** byla následně implementována do systému ADAMS, kde se příslušné kinematické vazbě přiřadil pohyb dle uvedené funkce *vyrovnávání*.

Výsledky s vysokou výpovědní hodnotou byly získány porovnáním naměřených a simulovaných průběhů náklonu vloženého členu. Při aktivovaném řízení úhlové polohy hřídele vyrovnávání terénu dle funkce *vyrovnávání* je při použití pružiny D 3400 a nastavení jezdové rychlosti $\sim 0,9 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (otáčky pohonu I : $n_{IP} = 1000 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$) shoda obou průběhů uspokojivá, viz **Graf 14**.



Graf 14: Úhel náklonu vloženého členu. Otáčky jezdového kola $n_1 = 46,8 \text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$, pružina D 3400

Celý experiment byl zopakován s použitím pružiny D 3600, která má vyšší tuhost. Při zachování jezdové rychlosti a stejné závislosti pro pohon vyrovnávání terénu byly naměřeny a vypočítány závislosti úhlu náklonu vloženého členu, jejichž vzájemné srovnání (a dobrou shodu) zobrazuje **Graf 15**.



Graf 15: Úhel náklonu vloženého členu. Otáčky jezdového kola $n_1 = 46,8 \text{ min}^{-1}$, pružina D 3600

Srovnání **grafů 14 a 15** ukazuje, že vliv tuhosti použité pružiny se projevuje nejen jiným úhlem náklonu vloženého členu ve stavu statické rovnováhy (čas $t = 2 \text{ s}$),

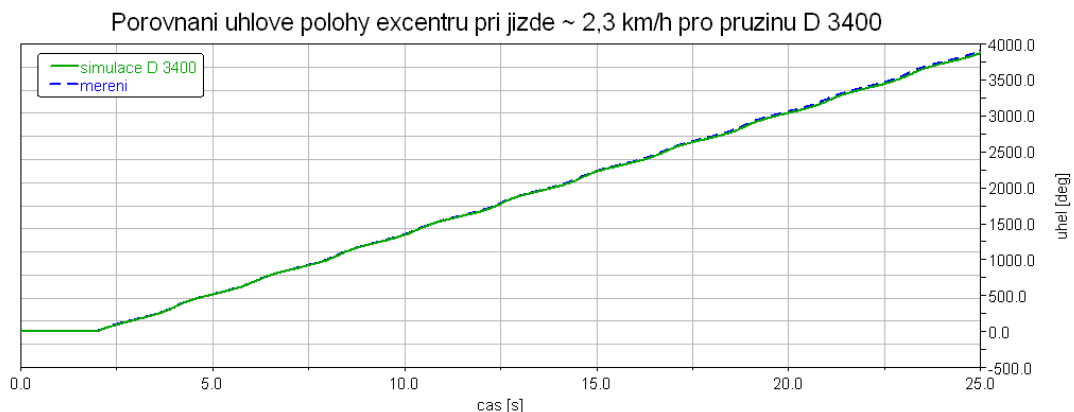
ale i celkem výraznou změnou v průběhu závislosti úhlu náklonu vloženého členu. Tento rozdíl je dán tím, že u měkčí pružiny je v důsledku jiného úhlu naklopení ramena jiný i valivý poloměr kola (viz **Obr 12** na str. 20) a úhlová poloha excentru je při obou simulacích odlišná. Tuto skutečnost dokresluje i rozdíl ve vzájemném posunu simulovaných průběhů úhlové polohy excentru, viz **Graf 16**.



Graf 16: Simulace úhlové polohy excentru pro pružiny D 3400 a D 3600. Otáčky pojezdového kola $n_1 = 46,8 \text{ ot.min}^{-1}$

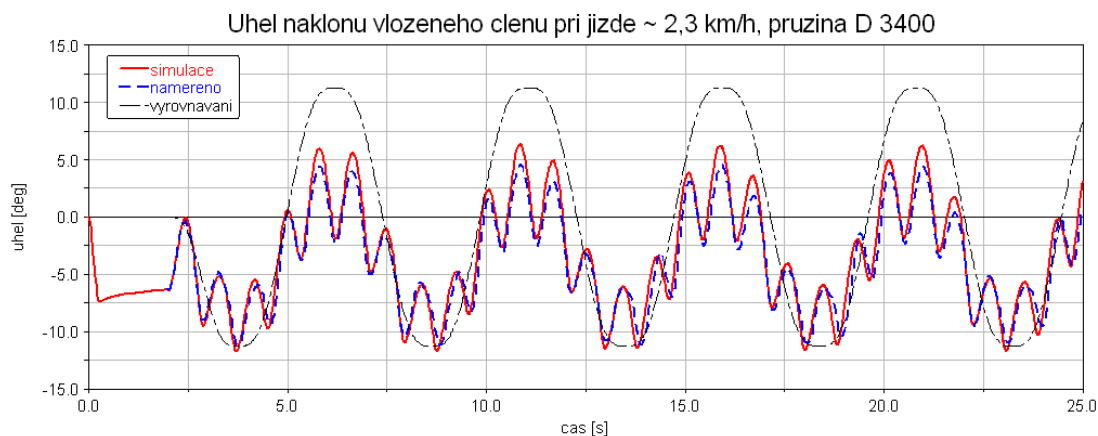
Rozdíl v úhlové poloze mezi simulacemi při použití pružiny D 3400 a D 3600 činí na konci času simulace ($t = 25 \text{ s}$) necelých 120 stupňů. Během reálného měření byl z enkodéru úhlové polohy excentru odečten rozdíl 98 stupňů

Graf 17 zaznamenává porovnání naměřené a simulované úhlové polohy excentru při rychlosti jízdy $0,9 \text{ km h}^{-1}$ a použití pružiny D 3400. Rozdíl patrný na konci simulace, v čase $t = 25 \text{ s}$ činí necelých 23 stupňů. Tento rozdíl lze považovat za minimální a lze říci, že simulační model při pojezdové rychlosti $0,9 \text{ km h}^{-1}$ dostatečně přesně popisuje dynamické chování systému.



Graf 17: Porovnání úhlové polohy excentru při simulaci a měření. Otáčky pojezdového kola $n_1=46,8 \text{ ot.min}^{-1}$, pružina D 3400

Následně proběhlo měření a simulace při nastavení pojezdové rychlosti $2,3 \text{ km.h}^{-1}$ (otáčky pohonu I : $n_{IP} = 2500 \text{ ot.min}^{-1}$), opět pro obě pružiny (**Graf 18** pro pružinu D 3400 a **Graf 19** pro pružinu D 3600) a stejnou závislost úhlového natočení hřídele vyrovnávání terénu – vyrovnávání.

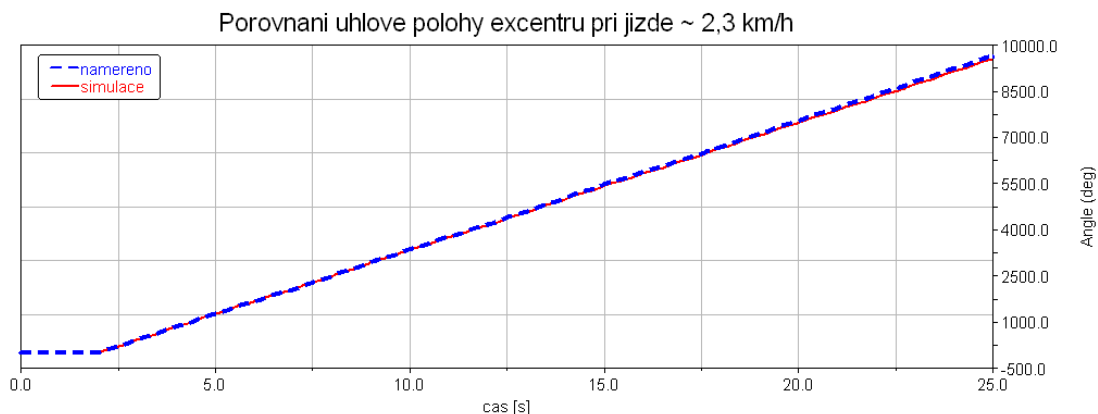


Graf 18: Úhel náklonu vloženého členu. Otáčky pojezdového kola $n_1=117 \text{ ot.min}^{-1}$, pružina D 3400



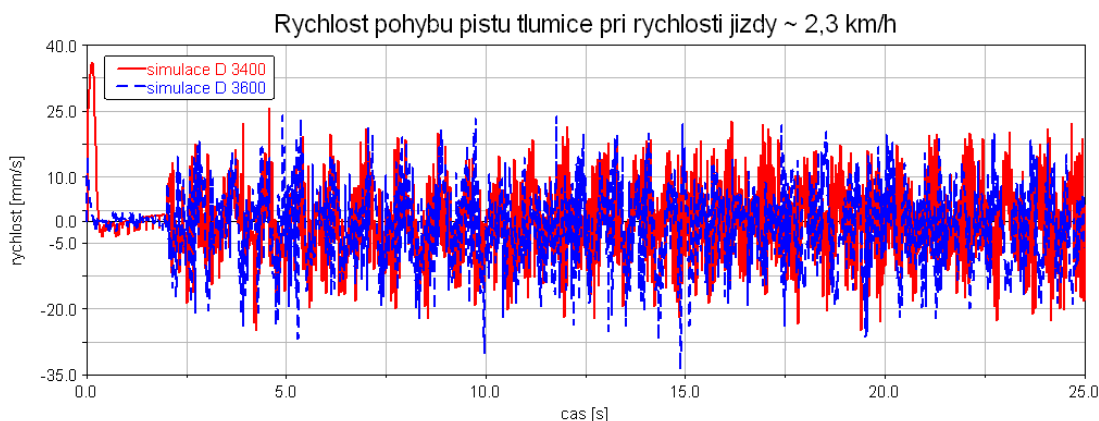
Graf 19: Úhel náklonu vloženého členu. Otáčky pojezdového kola $n_1=117 \text{ ot.min}^{-1}$, pružina D 3600

Z **Grafů 18 a 19** je patrná vynikající shoda mezi naměřenými a simulovanými daty. Odlišnosti jsou viditelné pouze ve větších amplitudách úhlu náklonu vloženého členu v kladném směru natočení. Při uvažování hodnoty frekvence otáčení excentru, $f = 1,2 \text{ Hz}$ a počtu jeho otáček na konci simulačního času je rozdíl v úhlové poloze mezi simulací a měřením, který činí asi 20 stupňů (viz **Graf 20**), zanedbatelný.



Graf 20: Úhlové poloha excentru na konci simulace v porovnání s naměřenými daty.
Otáčky pojzdového kola $n_1=117 \text{ min}^{-1}$, pružina D 3400

Dalším experimentem bylo ověření, zda je pro závislost tlumicí síly tlumiče (viz **Graf 7**, str. 49) v simulačním modelu dostatečně definován rozsah rychlostí pohybu pístu tlumiče. **Graf 21** znázorňuje průběh rychlosti pohybu pístu tlumiče při pojzdové rychlosti $2,3 \text{ km.hod}^{-1}$ během simulace s pružinou D 3400 a D 3600.



Graf 21: Rychlost pohybu pístu tlumiče při rychlosti pojzdu ~ 2,3 km.hod⁻¹. Otáčky pojzdového kola $n_1=117 \text{ ot.min}^{-1}$, pružina D 3400 a D 3600

Z **Grafu 21** je patrné, že rychlosti stlačení pístu se pohybují do 25 mm.s^{-1} . Rozsah rychlostí je tedy definován v dostatečném intervalu (maximální definovaná rychlost je 140 mm.s^{-1}).

Vzhledem k tomu, že pro tento rozsah rychlostí je vliv nastavení tlumiče zanedbatelný, simulace i měření byly realizovány jen pro tlumič v nastavení 0.

8 Doporučení pro tvorbu simulačního modelu robotizovaného podvozku

Protože by simulační model měl reprezentovat chování skutečného zařízení s nejmenší možnou mírou abstrakce, musí být co nejpřesněji verifikován.

Jelikož časové závislosti pro pozice motorů pohonných jednotek v simulačním modelu stendu s experimentální nápravou jsou funkcemi, které byly získány měřením na experimentálním stendu, jsou z verifikace vyloučeny vlastnosti pohonů, což vypovídající hodnotu simulačního modelu snižuje. Proto by bylo vhodné pokračovat v experimentu identifikací pohonných jednotek. Jedním ze zajímavých problémů by bylo pozorovat, jak se projevuje zatěžování pohonné jednotky setrvačnými účinky hmoty experimentální vzhledem k nezatížené jednotce stejného typu. Pro budoucí testování pohonné jednotky vyrovnávání terénu je měřicí stend vybaven držákem, pomocí kterého se zafixuje vložený člen a po odpojení sestavy excentru je možné zatížit pohonnou jednotku vlivem setrvačných účinků pohyblivých částí sestavy.

Dále by bylo vhodné hlouběji analyzovat vliv třecích účinků ve vazbách simulačního modelu. Rovněž tak ozubené převody jsou u simulačního modelu definovány pouze jako kinematické vazby a nepopisují proto tak přesně realitu. Existuje zde možnost modelovat ozubené převody pomocí kontaktu. Simulační model tak bude ale podstatně složitější a bylo by zajímavé ověřit do jaké míry budou výsledky poté přesnější.

Pro ještě přesnější měření při experimentech by bylo vhodné stend doplnit o měření okamžitého stlačení pružiny.

Vzhledem k tomu, že by měl mít model robotizovaného podvozku co nejmenší váhu, bude potřeba provést odlehčení některých součástí nápravy. Dostatečně věrný model umožní simulovat namáhání jednotlivých komponent reálného modelu. Poté se metodou konečných prvků provede přesnější dimenzování dílů, z kterých se model skládá.

9 Závěr

Hlavním přínosem této diplomové práce je samotná existence experimentální nápravy a měřicího stendu s realizací systému řízení jednotlivých pohonů, sběru experimentálních dat a zpracování výsledků. Stend je připraven k dalším experimentům, jejichž cílem je především vyhledání optimální struktury a nastavení řídicího systému příčného náklonu budoucího robotizovaného podvozku.

Nedílnou součástí práce je detailní simulační model vytvořený v prostředí M.S.C. ADAMS. Model byl verifikován sérií experimentů, při nichž bylo porovnáváno dynamické chování reálného systému s chováním naměřeným, a to pro různá nastavení experimentální nápravy.

Tento model se v budoucnosti stane základem pro návrh simulačního modelu celého robotizovaného podvozku. Využití přesného simulačního modelu sníží potřebu výroby prototypů, což se výrazně odrazí v nákladech na vývoj celého vozidla.

10 Seznam použité literatury

- [1] KORF, Jaroslav, *Konstrukce podvozkové nohy robotizovaného podvozku*, Liberec 2007, 100 s TUL. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Šír, CSc.
- [2] ADAMS/View, *User's reference manual*, 1994
- [3] HAJŽMAN, Michal, *Pomocný text k proniknutí do základů práce se systémem ADAMS*, 2005 (www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/adams_zaklad.pdf)
- [4] SKF *Hlavní katalog*, Praha 1992

11 Seznam příloh

Příloha 1 - katalogový list šnekového soukolí Framo - Morat **A40Ü28**

Příloha 2 - katalogový list spojky Gerwah **DK/GS 9-10-6**

Příloha 3 - katalogový list tlumiče **ACE 15 – 25**

Příloha 4 - katalogový list hliníkového profilu Maytec **30 x 60 6F LP**

Příloha 5 - katalogový list enkodéru **HEDL 5540**

Příloha 6 - katalogový list motoru **EC -MAX 30**

Příloha 7 - katalogový list planetové převodovky **GP 32 C MAX**

Příloha 8 - katalogový list brzdy **AB 20**

Příloha 9 - katalogový list motoru **EC 32**

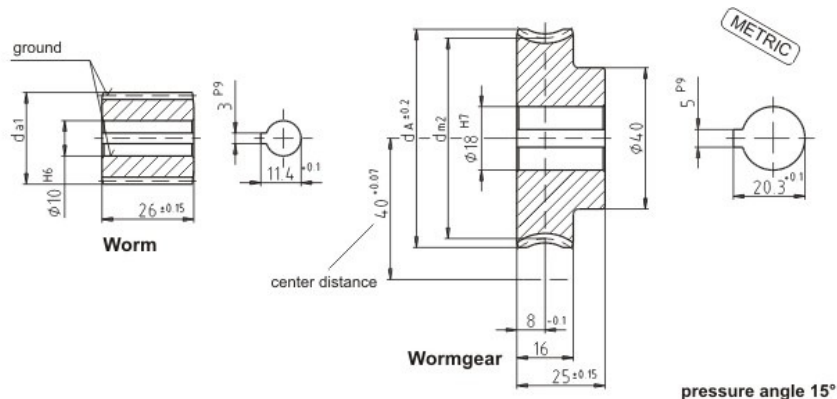
Příloha 10 - katalogový list planetové převodovky **GP 32 A**

Příloha 11 - katalogový list řídicí jednotky **Epos 70/10**

Worm Gear Sets A40

A17 | A22 | A25 | A31 | A33 | A35 | A40 | A50 | A53 | A63 | A65 | A80 | A125 | Info | Inquiry

Center distance 40 mm



i = gear ratio
gm = lead angle
m = module
z1 = number of threads
dm1 = pitch diameter (worm)

da1 = tip diameter (worm)
z2 = No. of teeth
dm2 = pitch diameter (worm gear)
dA = max. diameter (worm gear)
T2 = output torque

MG = mineral grease
MO = mineral oil / synthetic
grease
SO = synthetic oil

Catalog.				Worm			Worm gear			T ₂ [Nm]		
										Bronze		
	i	Lead angle	m	z1	dm1	da1	z2	dm2	dA	MF	MÖ	SÖ
A40Ü7	6,75:1	21°19'	2	4	22	26	27	58	64	29,5	35,4	44,2
A40Ü8	8:1	16°35'	2,25	3	23,64	28,14	24	56,36	62,5	27,5	33	41,2
A40Ü10	10:1	16°1'	1,9	3	20,66	24,46	30	59,34	65	29,5	35,4	44,2
A40Ü12	12:1	10°21'	1,5	3	25,05	28,05	36	54,95	60	25,2	30,2	37,8
A40Ü15	15:1	9°53'	1,9	2	22,14	25,94	30	57,86	64	28	33,6	42
A40Ü20	20:1	8°59'	1,5	2	19,2	22,2	40	60,8	66	28,9	34,6	43,3
A40Ü25	25:1	5°58'	1,15	2	22,15	24,45	50	57,85	62	24,4	29,2	36,6
A40Ü28	28:1	4°47'	2	1	24	28	28	56	61,5	28,4	34	42,6
A40Ü30	30:1	5°50'	2	1	19,68	23,68	30	60,32	66	30,1	36,1	45,1
A40Ü35	35:1	5°26'	1,75	1	18,48	21,98	35	61,52	67	31	37,2	46,5
A40Ü36	36:1	3°19'	1,5	1	25,91	28,91	36	54,09	59	23,9	28,6	35,8
A40Ü38	38:1	3°46'	1,5	1	22,85	25,85	38	57,17	61,5	27	32,4	40,5
A40Ü40	40:1	4°20'	1,5	1	19,83	22,83	40	60,17	65	28,3	33,9	42,4
A40Ü50	50:1	4°8'	1,25	1	17,3	19,8	50	62,7	68	27	32,4	40,5
A40Ü56	56:1	2°23'	1	1	24	26	56	56	59	21,9	26,2	32,8
A40Ü60	60:1	1°59'	0,9	1	25,92	27,72	60	54,08	57,5	19,3	23,1	28,9
A40Ü70	70:1	3°3'	0,9	1	16,91	18,71	70	63,09	67	24,1	28,9	36,1
A40Ü75	75:1	1°48'	0,75	1	23,75	25,25	75	56,26	60	18,8	22,5	28,2
A40Ü80	80:1	2°10'	0,75	1	19,9	21,4	80	60,1	64	20,1	24,1	30,1

Bohrungsbereich D1/D2 und zugehörige übertragbare Drehmomente (Nm) der Kupplung
Bore range D1/D2 and corresponding transmissible torque values (Nm) of the coupling

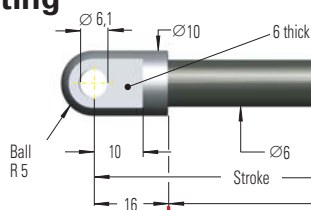


Hydraulic Dampers HB-15

Adjustable (Compression and Extension Forces 20 N to 800 N)

End Fitting

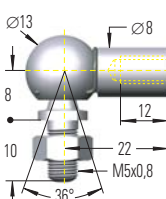
A5



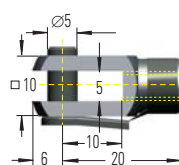
B5



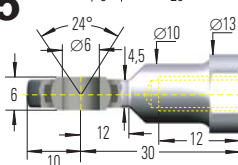
C5



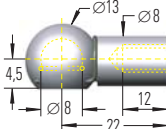
D5



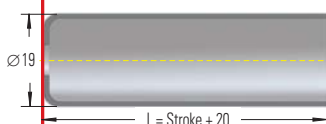
E5



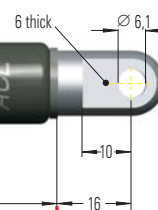
G5



W5-15
Rod Shroud



Standard Dimensions



End Fitting

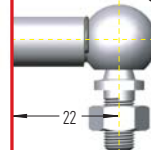
Eye A5

Stud Thread B5

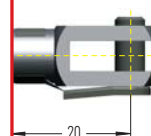


Angle Ball Joint C5

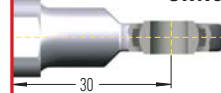
(Max. permitted force 500 N)



Clevis Fork D5

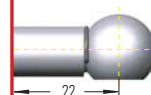


Swivel Eye E5



Ball Socket G5

(Max. permitted force 500 N)



Dimensions

Type	Stroke mm	L Extended	max. Compression Force N
HB-15-25	25	90	800
HB-15-50	50	140	800
HB-15-75	75	190	800
HB-15-100	100	240	350
HB-15-150	150	340	300

Ordering Example

Type (Hydraulic Damper) _____
 Body ø (15 mm) _____
 Stroke (150 mm) _____
 Piston Rod End Fitting C5 _____
 Body End Fitting C5 _____
 Damping Direction (M = out stroke only) _____

HB-15-150-CC-M

Damping options

M = Damping on out stroke only P = Damping in both directions
 N = Damping on in stroke only X = Special model suffix

The end fittings are interchangeable and must be positively secured by the customer to prevent unscrewing (i.e. Loctite).
 For mounting accessories see page 139.

Technical Data

ACE hydraulic dampers are self-contained and maintenance free.

Adjustment: Adjustment of the damping rate is achieved by pulling (or pushing) the piston rod to its fully extended (or compressed) position. Whilst still pulling the piston rod turn it clockwise to increase damping or anti-clockwise to decrease damping. If the resistance increases noticeably, stop adjusting to avoid damage. The adjustment can add a max. of 6 mm to the L dim. shown.

Free travel: Construction of standard damper results in a free travel of approx 20 % of total stroke when changing travel direction.

Mechanical stops: Provide mechanical stops 1 to 1.5 mm before end of each stroke direction.

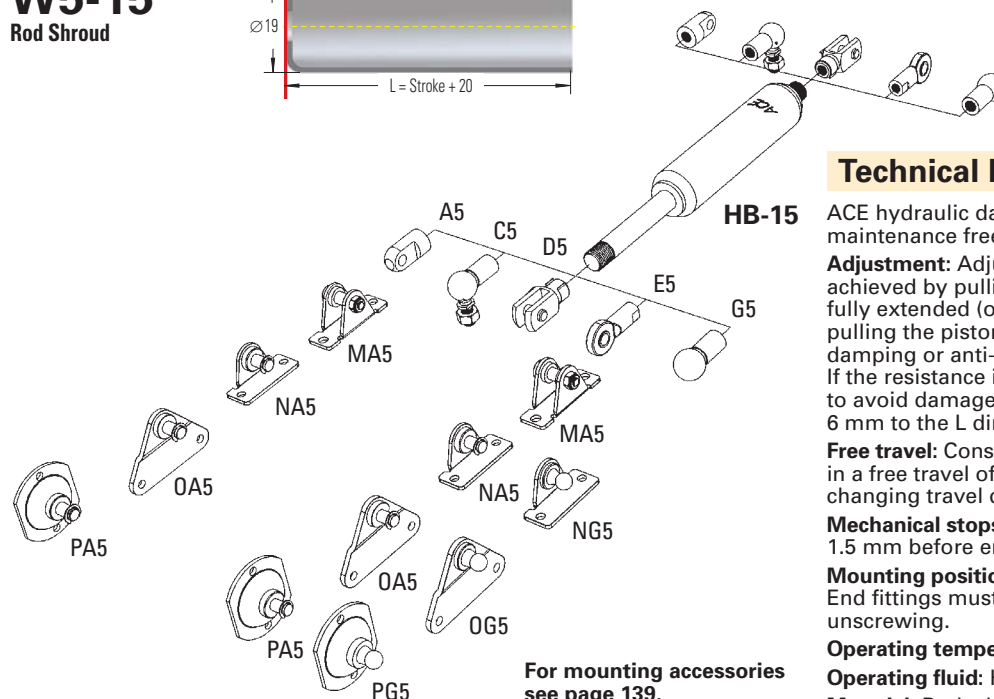
Mounting position: Can be mounted in any position. End fittings must be positively secured to prevent unscrewing.

Operating temperature range: -20°C to +80°C.







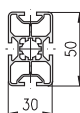
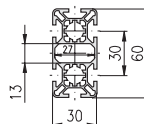
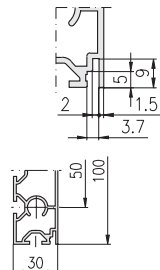
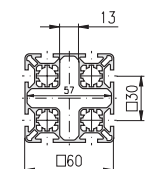
Operating fluid: Hydraulic oil.






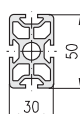
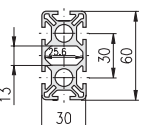
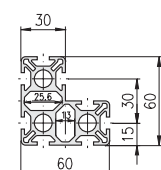
Material: Body: black powder coated steel. Piston rod: ceramic coated steel. End fittings: zinc plated steel.

Separator piston (-T): Available as a special option to remove free travel. Also provides extension force of max. 50 N. Dimension L = 2.45 x stroke + 47 mm.



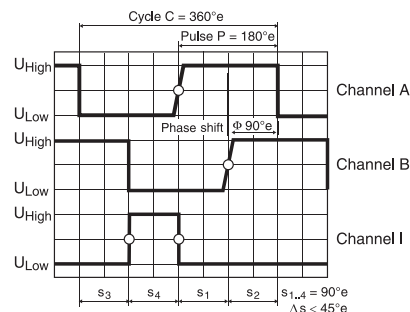
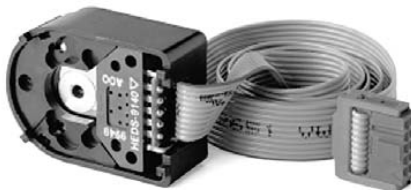
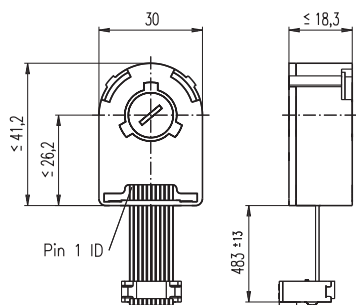
For mounting accessories see page 139.

				
				
Profile 30×30, 4F, L	Profile 30×50, 4F, L	Profile 30×60, 6F, L	Profile 30×100, 5F, L	Profile 60×60, 8F, L
1.11.030030.43L.60 1.11.030030.43L.61 (10)	1.11.030050.44L.60 1.11.030050.44L.61 (6)	1.11.030060.64L.60 1.11.030060.64L.61 (6)	1.11.030100.54L.60 1.11.030100.54L.61 (4)	1.11.060060.83L.60 1.11.060060.83L.61 (8)
$I_x = 3.3$ $I_y = 3.3$ $W_x = 2.2$ $W_y = 2.2$ $G = 0.9$	$I_x = 11.0$ $I_y = 4.3$ $W_x = 4.8$ $W_y = 3.3$ $G = 1.3$	$I_x = 21.2$ $I_y = 5.7$ $W_x = 7.0$ $W_y = 3.8$ $G = 1.6$	$I_x = 83.2$ $I_y = 9.5$ $W_x = 16.6$ $W_y = 6.3$ $G = 2.2$	$I_x = 38.7$ $I_y = 38.7$ $W_x = 12.9$ $W_y = 12.9$ $G = 2.6$

				
				
Profile 30×30, 4F, S	Profile 30×50, 4F, S	Profile 30×60, 6F, S		Profile 60×60, 8F, angle, S
1.11.030030.43S.60 1.11.030030.43S.61 (10)	1.11.030050.44S.60 1.11.030050.44S.61 (6)	1.11.030060.65S.60 1.11.030060.65S.61 (6)		1.11.060060.87S.60 1.11.060060.87S.61 (4)
$I_x = 3.5$ $I_y = 3.5$ $W_x = 2.4$ $W_y = 2.4$ $G = 1.1$	$I_x = 16.9$ $I_y = 6.6$ $W_x = 6.7$ $W_y = 4.4$ $G = 2.0$	$I_x = 25.0$ $I_y = 7.0$ $W_x = 8.3$ $W_y = 4.7$ $G = 2.1$		$I_x = 35.2$ $I_y = 35.2$ $W_x = 9.9$ $W_y = 9.9$ $G = 2.8$

machining data ⇒ Profile machining 1.1A

Encoder HEDL 5540, 500 CPT, 3 Channels, with Line Driver RS 422



- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

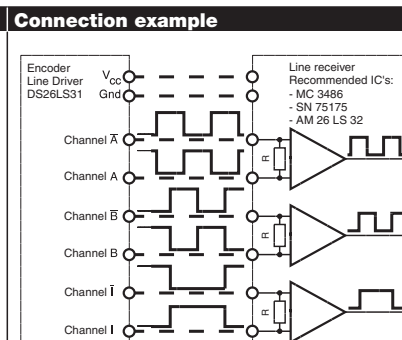
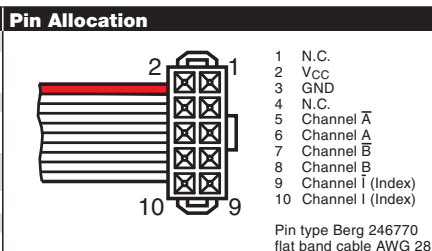
Order Number

110512 110514 110516

Type			
Counts per turn	500	500	500
Number of channels	3	3	3
Max. operating frequency (kHz)	100	100	100
Max. speed (rpm)	12000	12000	12000
Shaft diameter (mm)	3	4	6

maxon Modular System						Overall length [mm] / • see Gearhead
+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	
RE 25	77/79					75.3
RE 25	77/79	GP 26 / GP 32	230/232			•
RE 25	77/79	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	238			•
RE 25	77/79	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	233/235			•
RE 25	77/79	GP 32 S	251-253			•
RE 25, 20 W	79			AB 28	316	105.7
RE 25, 20 W	79	GP 26 / GP 32	230/232	AB 28	316	•
RE 25, 20 W	79	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	238	AB 28	316	•
RE 25, 20 W	79	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	233/235	AB 28	316	•
RE 25, 20 W	79	GP 32 S	251-253	AB 28	316	•
RE 35, 90 W	81					91.7
RE 35, 90 W	81	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	232			•
RE 35, 90 W	81	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	234/235			•
RE 35, 90 W	81	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	237			•
RE 35, 90 W	81	GP 42, 3.0 - 15 Nm	240			•
RE 35, 90 W	81	GP 32 S	251-253			•
RE 35, 90 W	81			AB 28	316	124.1
RE 35, 90 W	81	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	232	AB 28	316	•
RE 35, 90 W	81	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	234/235	AB 28	316	•
RE 35, 90 W	81	GP 42, 3.0 - 15 Nm	240	AB 28	316	•
RE 35, 90 W	81	GP 32 S	251-253	AB 28	316	•
RE 35, 90 W	81	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	237	AB 28	316	•
RE 40, 150 W	82					91.7
RE 40, 150 W	82	GP 42, 3.0 - 15 Nm	240			•
RE 40, 150 W	82	GP 52, 4.0 - 30 Nm	243			•
RE 40, 150 W	82			AB 28	316	124.2
RE 40, 150 W	82	GP 42, 3.0 - 15 Nm	240	AB 28	316	•
RE 40, 150 W	82	GP 52, 4.0 - 30 Nm	243	AB 28	316	•
A-max 26	106-112					63.5
A-max 26	106-112	GP 26, GS 30	230/231			•
A-max 26	106-112	GP 32, 0.4 - 2.0 Nm	234			•
A-max 26	106-112	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	233/236			•
A-max 26	106-112	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	239			•
A-max 26	106-112	GP 32 S	251-253			•
A-max 32	114/116					82.3
A-max 32	114/116	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	234/236			•
A-max 32	114/116	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	239			•
A-max 32	114/116	GP 32 S	251-253			•

Technical Data	
Supply voltage	5 V ± 10 %
Output signal driver used:	EIA Standard RS 422 DS26LS31
Phase shift φ	90°e ± 45°e
Signal rise time (typically, at C _L = 25 pF, R _L = 2.7 kΩ, 25°C)	180 ns
Signal fall time (typically, at C _L = 25 pF, R _L = 2.7 kΩ, 25°C)	40 ns
Index pulse width	90°e
Operating temperature rang	-40 ... +100°Ce
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.6 gcm ²
Max. angular acceleration	250 000 rad s ⁻²
Output current per channel	min. -20 mA, max. 20 mA
Option	1000 counts per turn, 2 channels

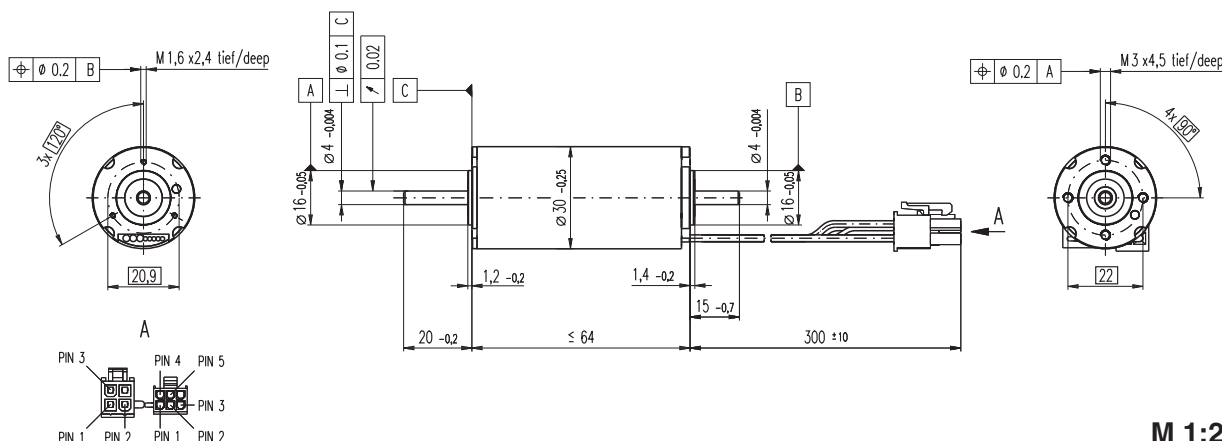


Terminal resistance R = typical 100 Ω
May 2009 edition / subject to change

The index signal I is synchronised with channel A or B.

EC-max 30 Ø30 mm, brushless, 60 Watt

maxon EC-max



M 1:2

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

272762 272763 272764 272765

Motor Data

Values at nominal voltage

1	Nominal voltage	V	12.0	24.0	36.0	48.0
2	No load speed	rpm	7990	9350	9500	9360
3	No load current	mA	268	170	116	85.1
4	Nominal speed	rpm	6630	8040	8260	8120
5	Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	62.4	61.3	64.7	65.3
6	Nominal current (max. continuous current)	A	4.61	2.66	1.90	1.41
7	Stall torque	mNm	381	458	522	519
8	Starting current	A	26.8	18.8	14.5	10.7
9	Max. efficiency	%	81	82	83	83

Characteristics

10	Terminal resistance phase to phase	Ω	0.447	1.27	2.48	4.49
11	Terminal inductance phase to phase	mH	0.0490	0.143	0.312	0.573
12	Torque constant	mNm / A	14.2	24.3	35.9	48.6
13	Speed constant	rpm / V	672	393	266	197
14	Speed / torque gradient	rpm / mNm	21.2	20.6	18.4	18.2
15	Mechanical time constant	ms	4.86	4.73	4.21	4.17
16	Rotor inertia	gcm ²	21.9	21.9	21.9	21.9

Specifications

- Thermal data**
 - 17 Thermal resistance housing-ambient 7.4 K / W
 - 18 Thermal resistance winding-housing 0.5 K / W
 - 19 Thermal time constant winding 2.69 s
 - 20 Thermal time constant motor 1000 s
 - 21 Ambient temperature -20 ... +100°C
 - 22 Max. permissible winding temperature +155°C

Mechanical data (preloaded ball bearings)

- 23 Max. permissible speed 15000 rpm
- 24 Axial play at axial load < 6.0 N 0 mm
- 25 Radial play 0.14 mm
- 26 Max. axial load (dynamic) 5.5 N
- 27 Max. force for press fits (static) 100 N
- 28 Max. radial loading, 5 mm from flange 1300 N

Other specifications

- 29 Number of pole pairs 1
- 30 Number of phases 3
- 31 Weight of motor 275 g

Values listed in the table are nominal.

Connection motor (Cable AWG 20)

- red Motor winding 1 Pin 1
- black Motor winding 2 Pin 2
- white Motor winding 3 Pin 3
- N.C. Pin 4

Connector Article number

- Molex 39-01-2040

Connection sensors (Cable AWG 26)

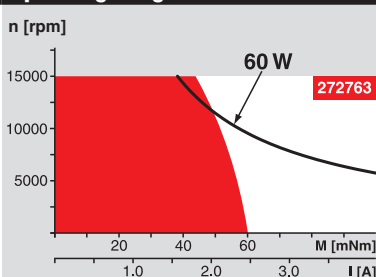
- yellow Hall sensor 1 Pin 1
- brown Hall sensor 2 Pin 2
- grey Hall sensor 3 Pin 3
- blue GND Pin 4
- green V_{bat} 4.5 ... 24 VDC Pin 5
- N.C. Pin 6

Connector Article number

- Molex 430-25-0600

Wiring diagram for Hall sensors see page 27

Operating Range



Comments

- Continuous operation**
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.
- Short term operation**
The motor may be briefly overloaded (recurring).
- Assigned power rating**

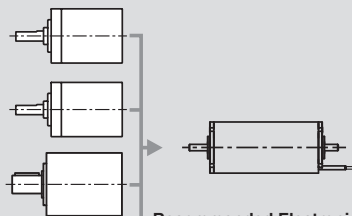
maxon Modular System

Overview on page 16 - 21

Planetary Gearhead
Ø32 mm
8.0 Nm
Page 237

Koaxdrive
Ø32 mm
1.0 - 4.5 Nm
Page 238

Planetary Gearhead
Ø42 mm
3 - 15 Nm
Page 241



Recommended Electronics:
DECS 50/5 Page 288
DEC 50/5 289
DECV 50/5 295
DES 50/5 296
EPOS2 24/5 303
EPOS2 50/5 303
EPOS P 24/5 306
Notes 20

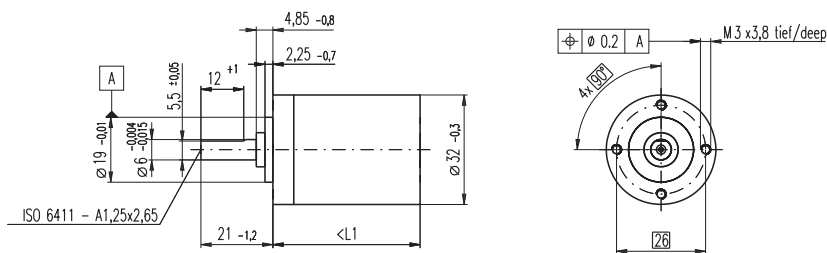
Encoder MR
500 / 1000 CPT,
3 channels
Page 264

Encoder HEDL 5540
500 CPT,
3 channels
Page 271

Brake AB 20
Ø20 mm
24 VDC, 0.1 Nm
Page 314

Planetary Gearhead GP 32 C Ø32 mm, 1.0 - 6.0 Nm

Ceramic Version



M 1:2

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Shaft diameter as option	8 mm
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.14 mm
Axial play	max. 0.4 mm
Max. radial load, 10 mm from flange	140 N
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	120 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 8000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100°C
Extended area as option	-35 ... +100°C

maxon gear

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

	166930	166933	166938	166939	166944	166949	166954	166959	166962	166967	166972	166977
Gearhead Data												
1 Reduction	3.7 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1	1181 : 1	1972 : 1	2829 : 1	4380 : 1
2 Reduction absolute	26/7	676/49	529/16	17576/343	13824/125	421824/1715	86112/175	19044/25	10123776/6575	8626176/4375	495144/175	109503/25
3 Max. motor shaft diameter	mm 6	6	3	6	4	4	3	3	4	4	3	3
Order Number	166931	166934		166940	166945	166950	166955	166960	166963	166968	166973	166978
1 Reduction	4.8 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1	1414 : 1	2189 : 1	3052 : 1	5247 : 1
2 Reduction absolute	24/5	624/35		16224/245	6877/56	101062/343	331776/625	36501/40	2425488/1715	536406/245	1907712/625	839523/160
3 Max. motor shaft diameter	mm 4	4		4	3	3	4	3	3	3	3	3
Order Number	166932	166935		166941	166946	166951	166956	166961	166964	166969	166974	166979
1 Reduction	5.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1	1526 : 1	2362 : 1	3389 : 1	6285 : 1
2 Reduction absolute	23/4	299/14		3887/49	3312/25	389376/1225	20631/35	279841/256	9345024/6125	2066688/875	474513/140	8436343/1024
3 Max. motor shaft diameter	mm 3	3		3	3	4	3	3	4	3	3	3
Order Number		166936		166942	166947	166952	166957		166965	166970	166975	
1 Reduction		23 : 1		86 : 1	159 : 1	411 : 1	636 : 1		1694 : 1	2548 : 1	3656 : 1	
2 Reduction absolute		576/25		14976/175	1587/10	359424/875	79488/125		1162213/686	7962624/3125	457056/125	
3 Max. motor shaft diameter		mm 4		4	3	4	3		3	4	3	
Order Number		166937		166943	166948	166953	166958		166966	166971	166976	
1 Reduction		28 : 1		103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1		1828 : 1	2623 : 1	4060 : 1	
2 Reduction absolute		138/5		3588/35	12167/64	89401/196	158171/224		2238912/1225	2056223/784	3637933/896	
3 Max. motor shaft diameter		mm 1		3	3	3	3		3	3	3	
4 Number of stages		1	2	3	3	4	4	4	5	5	5	5
5 Max. continuous torque	Nm	1	3	3	6	6	6	6	6	6	6	6
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm	1.25	3.75	3.75	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
7 Max. efficiency	%	80	75	75	70	70	60	60	60	50	50	50
8 Weight	g	118	162	162	194	194	226	226	226	258	258	258
9 Average backlash no load	°	0.7	0.8	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
10 Mass inertia	gcm ²	1.5	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Gearhead length L1	mm	26.4	36.3	36.3	43.0	43.0	49.7	49.7	49.7	56.4	56.4	56.4

maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Sensor / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor / brake) + assembly parts									
RE 25, 10 W	77/79			81.0	90.9	90.9	97.6	97.6	104.3	104.3	104.3	111.0	111.0
RE 25, 10 W	77/79	MR	264	92.0	101.9	101.9	108.6	108.6	115.3	115.3	115.3	122.0	122.0
RE 25, 10 W	77/79	Enc 22	266	95.1	105.0	105.0	111.7	111.7	118.4	118.4	118.4	125.1	125.1
RE 25, 10 W	77/79	HED_5540	268/270	101.8	111.7	111.7	118.4	118.4	125.1	125.1	125.1	131.8	131.8
RE 25, 10 W	77/79	DCT 22	277	103.3	113.2	113.2	119.9	119.9	126.6	126.6	126.6	133.3	133.3
RE 25, 20 W	78			69.5	79.4	79.4	86.1	86.1	92.8	92.8	92.8	99.5	99.5
RE 25, 20 W	78	MR	264	80.5	90.4	90.4	97.1	97.1	103.8	103.8	103.8	110.5	110.5
RE 25, 20 W	78	HED_5540	269/272	90.3	100.2	100.2	106.9	106.9	113.6	113.6	113.6	120.3	120.3
RE 25, 20 W	78	DCT22	277	91.8	101.7	101.7	108.4	108.4	115.1	115.1	115.1	121.8	121.8
RE 25, 20 W	78	AB 28	316	103.6	113.6	113.6	120.2	120.2	126.9	126.9	126.9	133.6	133.6
RE 25, 20 W	78	HED_5540 / AB 28	269/316	120.8	130.7	130.7	137.4	137.4	144.1	144.1	144.1	150.8	150.8
RE 25, 20 W	79	AB 28	316	115.1	125.0	125.0	131.7	131.7	138.4	138.4	138.4	145.1	145.1
RE 25, 20 W	79	HED_5540 / AB 28	316	132.2	142.1	142.1	148.8	148.8	155.5	155.5	155.5	162.2	162.2
RE 30, 60 W	80			94.5	104.4	104.4	111.1	111.1	117.8	117.8	117.8	124.5	124.5
RE 30, 60 W	80	MR	265	105.9	115.8	115.8	122.5	122.5	129.2	129.2	129.2	135.9	135.9
RE 35, 90 W	81			97.4	107.3	107.3	114.0	114.0	120.7	120.7	120.7	127.4	127.4
RE 35, 90 W	81	MR	265	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	132.1	138.8	138.8
RE 35, 90 W	81	HED_5540	268/270	118.4	128.3	128.3	135.0	135.0	141.7	141.7	141.7	148.4	148.4
RE 35, 90 W	81	DCT 22	277	115.5	125.4	125.4	132.1	132.1	138.8	138.8	138.8	145.5	145.5
RE 35, 90 W	81	AB 28	316	133.5	143.4	143.4	150.1	150.1	156.8	156.8	156.8	163.5	163.5
RE 35, 90 W	81	HEDS 5540 / AB 28	268/316	150.6	160.5	160.5	167.2	167.2	173.9	173.9	173.9	180.6	180.6
A-max 26	105-112			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	94.5	101.2	101.2
A-max 26	106-112	MEnc 13	275	78.3	88.2	88.2	94.9	94.9	101.6	101.6	101.6	108.3	108.3
A-max 26	106-112	MR	264	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	103.3	110.0	110.0
A-max 26	106-112	Enc 22	267	85.6	95.5	95.5	102.2	102.2	108.9	108.9	108.9	115.6	115.6
A-max 26	106-112	HED_5540	169/170	90.0	99.9	99.9	106.6	106.6	113.3	113.3	113.3	120.0	120.0
A-max 32	113/115			89.4	99.3	99.3	106.0	106.0	112.7	112.7	112.7	119.4	119.4
A-max 32	114/116			88.0	97.9	97.9	104.6	104.6	111.3	111.3	111.3	118.0	118.0
A-max 32	114/116	MR	265	99.2	109.1	109.1	115.8	115.8	122.5	122.5	122.5	129.2	129.2
A-max 32	114/116	HED_5540	268/270	108.8	118.7	118.7	125.4	125.4	132.1	132.1	132.1	138.8	138.8

Brake AB 20, 24 VDC, 0.1 Nm

■ Stock program
 Standard program
 Special program (on request)

Order Number

301212 301213

Type**maxon Modular System**

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Sensor	Page	Overall length [mm] / • see Gearhead
EC-max 22, 12 W	168					67.8
EC-max 22, 12 W	168	GP 22, 0.5 - 2.0 Nm	226/227			•
EC-max 22, 12 W	168	KD 32	238			•
EC-max 22, 12 W	168	GP 22 S	249/250			•
EC-max 22, 25 W	169					84.2
EC-max 22, 25 W	169	GP 22	227			•
EC-max 22, 25 W	169	GP 32, 1 - 6 Nm	236			•
EC-max 22, 25 W	169	KD 32	238			•
EC-max 22, 25 W	169	GP 32 S	251-253			•
EC-max 30, 40 W	170					77.6
EC-max 30, 40 W	170	GP 32, 1 - 6 Nm	236			•
EC-max 30, 40 W	170			HEDL 5540	271	96.0
EC-max 30, 40 W	170	GP 32, 1 - 6 Nm	236	HEDL 5540	271	•
EC-max 30, 40 W	170	GP 32, 8 Nm	237			•
EC-max 30, 40 W	170	GP 32, 8 Nm	237	HEDL 5540	271	•
EC-max 30, 40 W	170	GP 32 S	251-253			•
EC-max 30, 40 W	170	GP 32 S	251-253	HEDL 5540	271	•
EC-max 30, 60 W	171	GP 32, 8 Nm	237			•
EC-max 30, 60 W	171	GP 32, 8 Nm	237	HEDL 5540	271	•
EC-max 30, 60 W	171					99.6
EC-max 30, 60 W	171	GP 42, 3 - 15 Nm	241			•
EC-max 30, 60 W	171			HEDL 5540	272	118.0
EC-max 30, 60 W	171	GP 42, 3 - 15 Nm	241	HEDL 5540	272	•
EC-powermax 30	179					83.2
EC-powermax 30	179	GP 32, 8 Nm	237			•
EC-powermax 30	179	GP 42, 3 - 15 Nm	241			•
EC-powermax 30	179			HEDL 5540	272	104
EC-powermax 30	179	GP 32, 8 Nm	237	HEDL 5540	272	•
EC-powermax 30	179	GP 42, 3 - 15 Nm	241	HEDL 5540	272	•
EC-powermax 30	180					100.2
EC-powermax 30	180	GP 32, 8 Nm	237			•
EC-powermax 30	180	GP 42, 3 - 15 Nm	241			•
EC-powermax 30	180			HEDL 5540	272	121
EC-powermax 30	180	GP 32, 8 Nm	237	HEDL 5540	272	•
EC-powermax 30	180	GP 42, 3 - 15 Nm	241	HEDL 5540	272	•

Technical Data

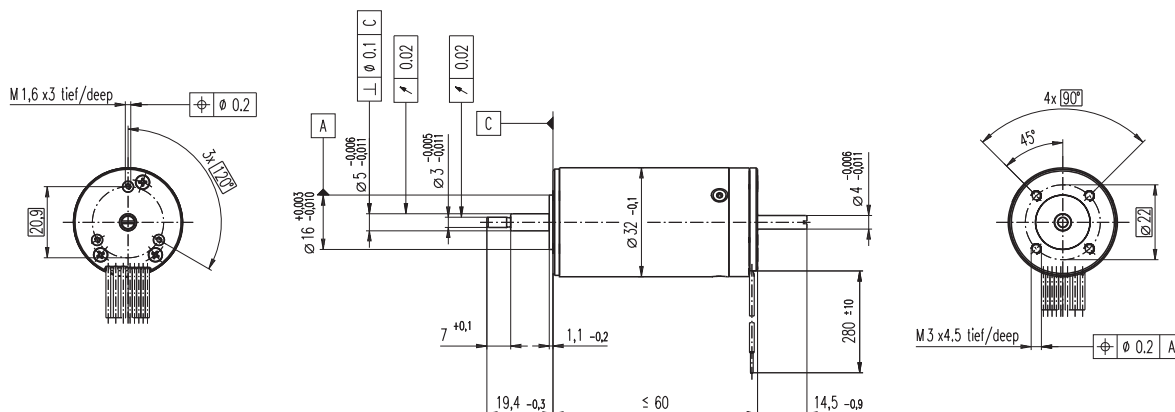
Static braking moment at 20°C	> 0.1 Nm	Nominal voltage, smoothed	24 VDC ± 10 %
Mass inertia	1.8 gcm ²	Resistance	R ₂₀ = 227 Ω ± 6 %
Max. permissible speed	49 000 rpm	Duty cycle	100 %
Weight	29 g	Reaction time	– Rise time – Fall time
Ambient temperature range	-5 ... +80°C		12 ms 6 ms

Pin Allocation

Cable (AWG 26)
red
blue

Designation
U Brake + 24 VDC
U Brake GND

EC 32 Ø32 mm, brushless, 80 Watt, CE approved



M 1:2

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

118891	118892	118888	118889	118893	118890
--------	--------	--------	--------	--------	--------

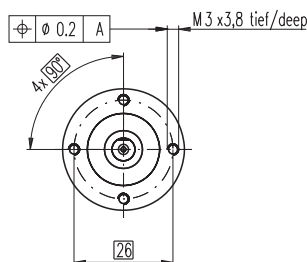
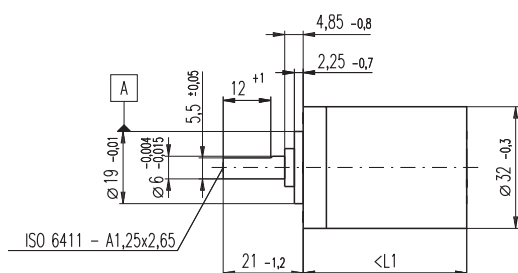
Motor Data							
Values at nominal voltage							
1 Nominal voltage	V	12.0	18.0	18.0	24.0	36.0	48.0
2 No load speed	rpm	15000	14300	13000	11000	14700	11300
3 No load current	mA	901	555	487	286	289	148
4 Nominal speed	rpm	13600	12800	11600	9510	13200	9790
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	37.5	40.1	41.2	43.6	39.7	42.6
6 Nominal current (max. continuous current)	A	5.82	3.88	3.61	2.37	1.98	1.19
7 Stall torque	mNm	428	443	407	355	454	353
8 Starting current	A	57.2	37.4	31.4	17.3	19.7	8.84
9 Max. efficiency	%	77.0	77.6	77.1	76.4	77.7	76.2
Characteristics							
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.21	0.481	0.573	1.39	1.83	5.43
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.03	0.0752	0.09	0.226	0.285	0.856
12 Torque constant	mNm / A	7.48	11.8	13.0	20.5	23.1	40.0
13 Speed constant	rpm / V	1280	806	737	465	414	239
14 Speed / torque gradient	rpm / mNm	35.8	32.7	32.6	31.5	32.8	32.5
15 Mechanical time constant	ms	7.49	6.86	6.82	6.59	6.87	6.8
16 Rotor inertia	gcm ²	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0

Specifications	Operating Range	Comments
Thermal data <ul style="list-style-type: none"> 17 Thermal resistance housing-ambient 5.4 K / W 18 Thermal resistance winding-housing 2.5 K / W 19 Thermal time constant winding 15.4 s 20 Thermal time constant motor 1180 s 21 Ambient temperature -20 ... +100°C 22 Max. permissible winding temperature +125°C Mechanical data (preloaded ball bearings) <ul style="list-style-type: none"> 23 Max. permissible speed 25000 rpm 24 Axial play at axial load < 8 N 0 mm 24 Axial play at axial load > 8 N max. 0.14 mm 25 Radial play preloaded 26 Max. axial load (dynamic) 5.6 N 27 Max. force for press fits (static) 110 N 27 Max. force for press fits (static, shaft supported) 1200 N 28 Max. radial loading, 5 mm from flange 28 N 		<p>Continuous operation In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient. = Thermal limit.</p> <p>Short term operation The motor may be briefly overloaded (recurring).</p> <p>Assigned power rating</p>

Other specifications	maxon Modular System	Overview on page 16 - 21
<ul style="list-style-type: none"> 29 Number of pole pairs 1 30 Number of phases 3 31 Weight of motor 270 g <p>Values listed in the table are nominal.</p> <p>Connection motor (Cable AWG 22)</p> <ul style="list-style-type: none"> red Motor winding 1 black Motor winding 2 white Motor winding 3 <p>Connection sensors (Cable AWG 26)¹⁾</p> <ul style="list-style-type: none"> green V_{Hall} 4.5 ... 24 VDC blue GND red / grey Hall sensor 1 black / grey Hall sensor 2 white / grey Hall sensor 3 <p>Wiring diagram for Hall sensors see page 27</p>	<p>Planetary Gearhead Ø32 mm 0.75 - 4.5 Nm Page 232</p> <p>Planetary Gearhead Ø32 mm 0.75 - 6.0 Nm Page 234 / 236</p> <p>Spindle Drive Ø32 mm Page 251 / 252 / 253</p>	<p>Encoder HED_5540 500 CPT, 3 channels Page 269 / 271</p> <p>Resolver Res 26 Ø26 mm 10 V Page 278</p> <p>Recommended Electronics:</p> <ul style="list-style-type: none"> DECS 50/5 Page 288 DEC 50/5 289 DECV 50/5 295 DEC 70/10 295 DES 50/5 296 EPOS2 24/5 303 EPOS2 50/5 303 EPOS 70/10 303 EPOS P 24/5 306 Notes 20

¹⁾ Not lead through in combination with resolver.

Planetary Gearhead GP 32 A Ø32 mm, 0.75 - 4.5 Nm



M 1:2

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	stainless steel
Shaft diameter as option	8 mm
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 5 mm from flange	max. 0.14 mm
Axial play	max. 0.4 mm
Max. radial load, 10 mm from flange	140 N
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	120 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 6000 rpm
Recommended temperature range	-20 ... +100°C
Extended area as option	-35 ... +100°C

Option: Low-noise version

	Order Number											
	166155	166158	166163	166164	166169	166174	166179	166184	166187	166192	166197	166202
Gearhead Data												
1 Reduction	3.7 : 1	14 : 1	33 : 1	51 : 1	111 : 1	246 : 1	492 : 1	762 : 1	1181 : 1	1972 : 1	2829 : 1	4380 : 1
2 Reduction absolute	26/7	676/49	529/16	17576/343	13824/125	421824/1715	86112/175	19044/25	10123776/8575	8626176/4375	495144/175	109503/25
3 Max. motor shaft diameter mm	6	6	3	6	4	4	3	3	4	4	3	3
Order Number	166156	166159		166165	166170	166175	166180	166185	166188	166193	166198	166203
1 Reduction	4.8 : 1	18 : 1		66 : 1	123 : 1	295 : 1	531 : 1	913 : 1	1414 : 1	2189 : 1	3052 : 1	5247 : 1
2 Reduction absolute	24/5	624/35		16224/245	6877/56	101062/343	331776/625	36501/40	2425488/1715	536406/245	1907712/825	839523/160
3 Max. motor shaft diameter mm	4	4		4	3	3	4	3	3	3	3	3
Order Number	166157	166160		166166	166171	166176	166181	166186	166189	166194	166199	166204
1 Reduction	5.8 : 1	21 : 1		79 : 1	132 : 1	318 : 1	589 : 1	1093 : 1	1526 : 1	2362 : 1	3389 : 1	6285 : 1
2 Reduction absolute	23/4	299/14		3887/49	3312/25	389376/1225	20631/35	279841/256	9345024/6125	2066688/875	474513/140	6436343/1024
3 Max. motor shaft diameter mm	3	3		3	3	4	3	3	4	3	3	3
Order Number		166161		166167	166172	166177	166182		166190	166195	166200	
1 Reduction		23 : 1		86 : 1	159 : 1	411 : 1	636 : 1		1694 : 1	2548 : 1	3656 : 1	
2 Reduction absolute		576/25		14976/175	1587/10	359424/875	79488/125		1162213/686	7962624/3125	457056/125	
3 Max. motor shaft diameter mm		4		4	3	4	3		3	4	3	
Order Number		166162		166168	166173	166178	166183		166191	166196	166201	
1 Reduction		28 : 1		103 : 1	190 : 1	456 : 1	706 : 1		1828 : 1	2623 : 1	4060 : 1	
2 Reduction absolute		138/5		3588/35	12167/64	89401/196	158171/224		2238912/1225	2056223/784	3637933/896	
3 Max. motor shaft diameter mm		3		3	3	3	3		3	3	3	
4 Number of stages	1	2	2	3	3	4	4	4	5	5	5	5
5 Max. continuous torque Nm	0.75	2.25	2.25	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50	4.50
6 Intermittently permissible torque at gear output Nm	1.1	3.4	3.4	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
7 Max. efficiency %	80	75	75	70	70	60	60	60	50	50	50	50
8 Weight g	118	162	162	194	194	226	226	226	258	258	258	258
9 Average backlash no load °	0.7	0.8	0.8	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
10 Mass inertia gcm ²	1.5	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
11 Gearhead length L1 mm	26.4	36.3	36.3	43.0	43.0	49.7	49.7	49.7	56.4	56.4	56.4	56.4



+ Motor Modular System												
+ Motor	Page	+ Sensor / Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor / brake) + assembly parts								
RE 25	77/79			81.0	90.9	90.9	97.6	97.6	104.3	104.3	111.0	111.0
RE 25	77/79	MR	264	92.0	101.9	101.9	108.6	108.6	115.3	115.3	122.0	122.0
RE 25	77/79	Enc 22	266	95.1	105.0	105.0	111.7	111.7	118.4	118.4	125.1	125.1
RE 25	77/79	HED_ 5540	268/270	101.8	111.7	111.7	118.4	118.4	125.1	125.1	131.8	131.8
RE 25	77/79	DCT 22	277	103.3	113.2	113.2	119.9	119.9	126.6	126.6	133.3	133.3
RE 25, 20 W	78			69.5	79.4	79.4	86.1	86.1	92.8	92.8	99.5	99.5
RE 25, 20 W	78	MR	264	80.5	90.4	90.4	97.1	97.1	103.8	103.8	110.5	110.5
RE 25, 20 W	78	HED_ 5540	269/272	90.3	100.2	100.2	106.9	106.9	113.6	113.6	120.3	120.3
RE 25, 20 W	78	DCT22	277	91.8	101.7	101.7	108.4	108.4	115.1	115.1	121.8	121.8
RE 25, 20 W	78	AB 28	316	103.6	113.5	113.5	120.2	120.2	126.9	126.9	133.6	133.6
RE 25, 20 W	78	HED_ 5540 / AB 28	269/316	120.8	130.7	130.7	137.4	137.4	144.1	144.1	150.8	150.8
RE 25, 20 W	79	AB 28	316	115.1	125.0	125.0	131.7	131.7	138.4	138.4	145.1	145.1
RE 25, 20 W	79	HED_ 5540/AB 28	268/316	132.2	142.1	142.1	148.8	148.8	155.5	155.5	162.2	162.2
A-max 26	105-112			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	101.2	101.2
A-max 26	106-112	MEnc 13	276	78.3	88.2	88.2	94.9	94.9	101.6	101.6	108.3	108.3
A-max 26	106-112	MR	264	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	110.0	110.0
A-max 26	106-112	Enc 22	267	85.6	95.5	95.5	102.2	102.2	108.9	108.9	115.6	115.6
A-max 26	106-112	HED_ 5540	269/271	90.0	99.9	99.9	106.6	106.6	113.3	113.3	120.0	120.0
RE-max 29	135-138			71.2	81.1	81.1	87.8	87.8	94.5	94.5	101.2	101.2
RE-max 29	136/138	MR	264	80.0	89.9	89.9	96.6	96.6	103.3	103.3	110.0	110.0

DIGITAL

CANopen

RS232

GUI

NEW



USB

EPOS2 24/5

Matched with DC brush motors with encoder or brushless EC motors with Hall sensors and encoder, from 5 to 120 watts.



USB

EPOS2 50/5

Matched with DC brush motors with encoder or brushless EC motors with Hall sensors and encoder, from 5 to 250 watts.

**EPOS 70/10**

Matched with DC brush motors with encoder or brushless EC motors with Hall sensors or encoder, from 80 to 700 watts.

maxon motor control

Controller versions

Slave version	Slave version	Slave version
Electrical Data		
11 - 24 VDC	11 - 50 VDC	11 - 70 VDC
11 - 24 VDC	11 - 50 VDC	11 - 70 VDC
$0.9 \times V_{CC}$	$0.9 \times V_{CC}$	$0.9 \times V_{CC}$
10 A	10 A	25 A
5 A	5 A	10 A
10 kHz	10 kHz	10 kHz
1 kHz	1 kHz	1 kHz
1 kHz	1 kHz	1 kHz
25 000 rpm (sinusoidal); 100 000 rpm (block)	25 000 rpm (sinusoidal); 100 000 rpm (block)	25 000 rpm
15 μ H / 5 A	22 μ H / 5 A	25 μ H / 10 A
H1, H2, H3	H1, H2, H3	H1, H2, H3
A, A _v , B, B _v , I, I _v (max. 5 MHz)	A, A _v , B, B _v , I, I _v (max. 5 MHz)	A, A _v , B, B _v , I, I _v (max. 1 MHz)
6 digital inputs	12 digital inputs	8 digital inputs
2 analogue inputs	2 analogue inputs (differential)	2 analogue inputs
12-bit resolution, 0 ... +5 V	12-bit resolution, ± 10 V	10-bit resolution, 0 ... +5 V
configurable with DIP switch 1 ... 7	configurable with DIP switch 1 ... 7	configurable with DIP switch 1 ... 7
4 digital outputs	5 digital outputs; 1 analogue 12-bit 0 ... 10 V	4 digital outputs
+5 VDC, max. 100 mA	+5 VDC, max. 100 mA	+5 VDC, max. 100 mA
+5 VDC, max. 30 mA	+5 VDC, max. 30 mA	+5 VDC, max. 30 mA
V_{CC} , max. 1300 mA	+5 VDC, max. 150 mA	+5 VDC ($R_i = 1$ k Ω)
RxD; TxD (max. 115 200 bit/s)	RxD; TxD (max. 115 200 bit/s)	RxD; TxD (max. 115 200 bit/s)
high; low (max. 1 Mbit/s)	high; low (max. 1 Mbit/s)	high; low (max. 1 Mbit/s)
Data+; Data- (max. 12 Mbit/s)	Data+; Data- (max. 12 Mbit/s)	
green LED, red LED	green LED, red LED	Bi-colour LED (green/red)
Ambient temperature / Humidity range		
-10 ... +45°C	-10 ... +45°C	-10 ... +45°C
-40 ... +85°C	-40 ... +85°C	-40 ... +85°C
20 ... 80 %	20 ... 80 %	20 ... 80 %
Mechanical data		
Approx. 170 g	Approx. 240 g	Approx. 330 g
105 x 83 x 24 mm	120 x 93.5 x 27 mm	150 x 93 x 27 mm
Flange for M3-screws	Flange for M3-screws	Flange for M3-screws
Order Number		
367676 EPOS2 24/5	347717 EPOS2 50/5	300583 EPOS 70/10

Accessories

309687 DSR 50/5 Shunt regulator	309687 DSR 50/5 Shunt regulator	235811 DSR 70/30 Shunt regulator
Order accessories separately, see page 308	Order accessories separately, see page 308	Order accessories separately, see page 308